



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTY STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NÁVRH ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ JEŘÁBU 8t

DESIGN OF LIFTING GEAR OF BRIDGE CRANE 8 TONNE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

JAROSLAV SMRČKA

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

ING. MARTIN KUBÍN

BRNO 2012



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství  
Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Jaroslav Smrčka

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem c.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Návrh zdvihového ústrojí jeřábu 8 t**

v anglickém jazyce:

#### **Design of lifting gear of bridge crane 8 tonne**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem bakalářské práce je koncepční návrh zdvihového ústrojí mostového jeřábu.

Cíle bakalářské práce:

Proved'te koncepční návrh zdvihového ústrojí mostového jeřábu. Navrhněte jeho hlavní parametry (výška zdvihu, rychlost zdvihu,...).

Základní technické parametry:

- maximální nosnost ... 8000 kg

Vypracujte:

- technickou zprávu
- výkres dle pokynu vedoucího BP
- dále dle pokynu vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

[1] MYNÁR, B., KAŠPÁREK, J.: Dopravní a manipulační zařízení, Brno, Skriptum pro bakalářské studium

[2] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Kubín

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012. V Brně, dne 16.11.2011

L.S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty



## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá koncepčním návrhem zdvihového ústrojí jeřábové kočky mostového jeřábu s maximální nosností 8 tun. Cílem této bakalářské práce je navrhnout hlavní parametry jeřábu, jako jsou výška zdvihu a rychlost zdvihu. Dále tato práce řeší volbu lana, háku, elektromotoru, převodovky a brzdy, průměry vyrovnávací a vodících kladek a také lanového bubnu včetně jeho pevnostního výpočtu. Dále práce obsahuje kompletní návrh kladnice a její pevnostní výpočet.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Jeřáb, jeřábová kočka, zdvihové ústrojí, kladnice

## ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with design of lifting gear of 8 tonne bridge's crane travelling crab. The aim of this bachelor's thesis is to suggest main characteristics of the crane, such as lift height and lift speed. This thesis deals with choice of cable, hook, electromotor, gearbox and break, diameters of balancing and guide blocks and cable drum including strength calculation. Thesis includes complete design of block and its strength calculation.

## KEYWORDS

Crane, travelling block, lifting gear, block



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Smrčka, J. Návrh zdvihového ústrojí jeřábu 8t. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 52s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Kubín.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením **Ing. Martina Kubína** a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne **25. května 2012**

.....

**Jméno a přímení**



## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat za podporu při psaní této bakalářské práce mému vedoucímu Ing. Martinu Kubínovi. Dále bych chtěl poděkovat svému otci za to že, mi umožnil studovat.





## OBSAH

Úvod.....	11
1 VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ JEŘÁBU.....	12
1.1 ZADANÉ POŽADAVKY.....	12
1.2 VOLBA DRUHU PROVOZU JEŘÁBU.....	13
1.2.1 PRACOVNÍ CYKLY JEŘÁBU.....	13
1.2.2 KLASIFIKACE JEŘÁBU PODLE ČSN 27 0020.....	13
1.2.3 VOLBA SKUPINY JEŘÁBŮ PODLE ČSN 27 0310 (NORMA JIŽ NEPLATÍ).....	14
1.3 NÁVRH LANA.....	15
1.3.1 VÝPOČET POMĚRNÉHO ZATÍŽENÍ LANA A VOLBA SOUČinitele BEZPEČNOSTI.....	15
1.3.2 VÝPOČET CELKOVÉHO ZATÍŽENÍ.....	15
1.3.3 VÝPOČET KLADKOSTROJE.....	16
1.3.4 ZATÍŽENÍ SVISLÉHO LANA V JEDNÉ VĚTVI LANOVÉHO PŘEVODU.....	17
1.3.5 VOLBA LANA.....	17
1.4 NÁVRH KLADEK A BUBNU.....	18
1.4.1 NÁVRH PRŮMĚRU VODÍČÍ KLADKY.....	19
1.4.2 NÁVR PRŮMĚRU VYROVNÁVACÍ KLADKY.....	20
1.4.3 PODKLADY PRO VÝROBNÍ VÝKRESY KLADEK.....	20
1.4.4 VOLBA LOŽISKA POD VODÍČÍ KLADKY.....	20
1.4.5 NÁVRH BUBNU.....	21
1.5 NÁVR HÁKU.....	23
1.5.1 VOLBA HÁKU.....	23
2 NÁVRH POHONU PRO ZDVIHOVÉ ÚSTROJÍ JEŘÁBU.....	26
2.1 POTŘEBNÝ VÝKON PRO ZVEDÁNÍ BŘEMENE.....	26
2.1.1 CELKOVÁ ÚČINNOST.....	27
2.2 VOLBA ELEKTROMOTORU.....	27
2.3 NÁVRH PŘEVODOVKY.....	28
2.3.1 POŽADOVANÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY.....	28
2.3.2 POŽADOVANÝ VÝKON PŘEVODOVKY.....	29
2.3.3 VOLBA PŘEVODOVKY.....	29
2.3.4 SKUTEČNÁ RYCHLOST ZDVIHU.....	30



2.4	KONTROLA ELEKTROMOTORU Z HLEDISKA PŘETÍŽITELNOSTI .....	30
2.4.1	MINIMÁLNÍ DOBA ROZBĚHU ELEKTROMOTORU .....	30
2.4.2	ROZBĚHOVÝ MOMENT ELEKTROMOTORU.....	31
2.4.3	KONTROLA JMENOVITÉHO MOMENTU ELEKTROMOTORU .....	31
2.5	NÁVRH BRZDY.....	31
2.5.1	MINIMÁLNÍ BRZDNÝ MOMENT .....	31
2.5.2	VOLBA BRZDY .....	32
3	KONTROLNÍ VÝPOČET .....	33
3.1	PEVNOSTNÍ KONTROLA HÁKU .....	33
3.2	PEVNOSTÍ KONTROLA BUBNU .....	34
3.2.1	KONTROLA BUBNU NA OHYB .....	34
3.2.2	KONTROLA BUBNU NA KRUT .....	36
3.2.3	NAMÁHÁNÍ VNĚJŠÍM PŘETLAKEM .....	37
3.2.4	REDUKOVANÉ NAPĚTÍ.....	37
3.3	PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE .....	38
3.3.1	KONTROLA HŘÍDELE NA OHYB .....	38
3.3.2	KONTROLA HŘÍDELE NA OTLAČENÍ.....	39
3.4	PEVNOSTNÍ KONTROLA PŘÍČNÍKU .....	40
3.4.1	KONTROLA HŘÍDELE NA OTLAČENÍ.....	41
3.5	PEVNOSTNÍ KONTROLA BOČNIC NA TAH .....	42
3.5.1	KONTROLA PRŮŘEZU 1.....	42
3.5.2	KONTROLA PRŮŘEZU 2.....	43
	Závěr .....	45
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	48
	Seznam příloh.....	52



## ÚVOD

Mostové jeřáby jsou stacionární zařízení, která jsou určena k překládání různých břemen ve výrobních halách nebo překladištích a umožňují zvedání břemen nejčastěji po obdélníkové ploše. Mostový jeřáb tvoří jeřábový most, který pojíždí v úrovni vyvýšené jeřábové dráhy. A po něm, uvnitř nebo pod ním pojíždí jeřábová kočka nebo otočný svršek jeřábu. Kočka obsahuje pohon pro svůj vlastní pojezd a dále pohon pro zdvihové ústrojí jeřábu, který zahrnuje motor, převodovku, brzdu lanový buben pro navíjení lana a kladnici například s hákem. Právě o této skupině zdvihového ústrojí jeřábu pojednává tato bakalářská práce. Mostové jeřáby se dělí na běžné, neboli normální, které pojíždějí po horních plochách kolejnic jeřábové dráhy. Dále máme podvěsné jeřáby, u kterých je most zavěšen pod jeřábovou dráhou a most pojíždí po jejich přírubách. Poslední jsou mostové jeřáby speciální, které mívají zvláštní jeřábovou kočku přizpůsobenou druhu práce např. drapákovou, chapadlovou, licí apod. Dále se mostové jeřáby dělí podle provozu na dílenské, montážní, nádvorní, hutní apod. A podle pohonu na ruční a elektrické.

Na trhu je několik výrobců, jejichž produkty by splnily zadání této práce. Například firma JASS a.s. nabízí kompletní elektrický lanový kladkostroj NOVA L s nosností až 12 tun, navíc s dvourychlostním motorem zdvihu na přání s frekvenčním měničem. Také firma ABUS nabízí jednonosníkové mostové jeřáby s nosností 10 tun a také kompletní kladkostroje s nosností od 1 do 120 tun, které jsou vybaveny například dálkovými ovladači. Dále firma KPC nabízí plně automatizovaný drapákový jeřáb s nosností 10,7 tun.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout zdvihové ústrojí mostového jeřábu s maximální nosností 8 tun. Jeřáb by měl sloužit k překládání břemen z nákladního vlaku na kamion v zastřešené hale. Mým úkolem je také navrhnout hlavní parametry zdvihu, jako jsou výška a rychlost zdvihu. V bakalářské práci se budu zabývat návrhem kladnice, ale také kompletním pohonem soustavy.

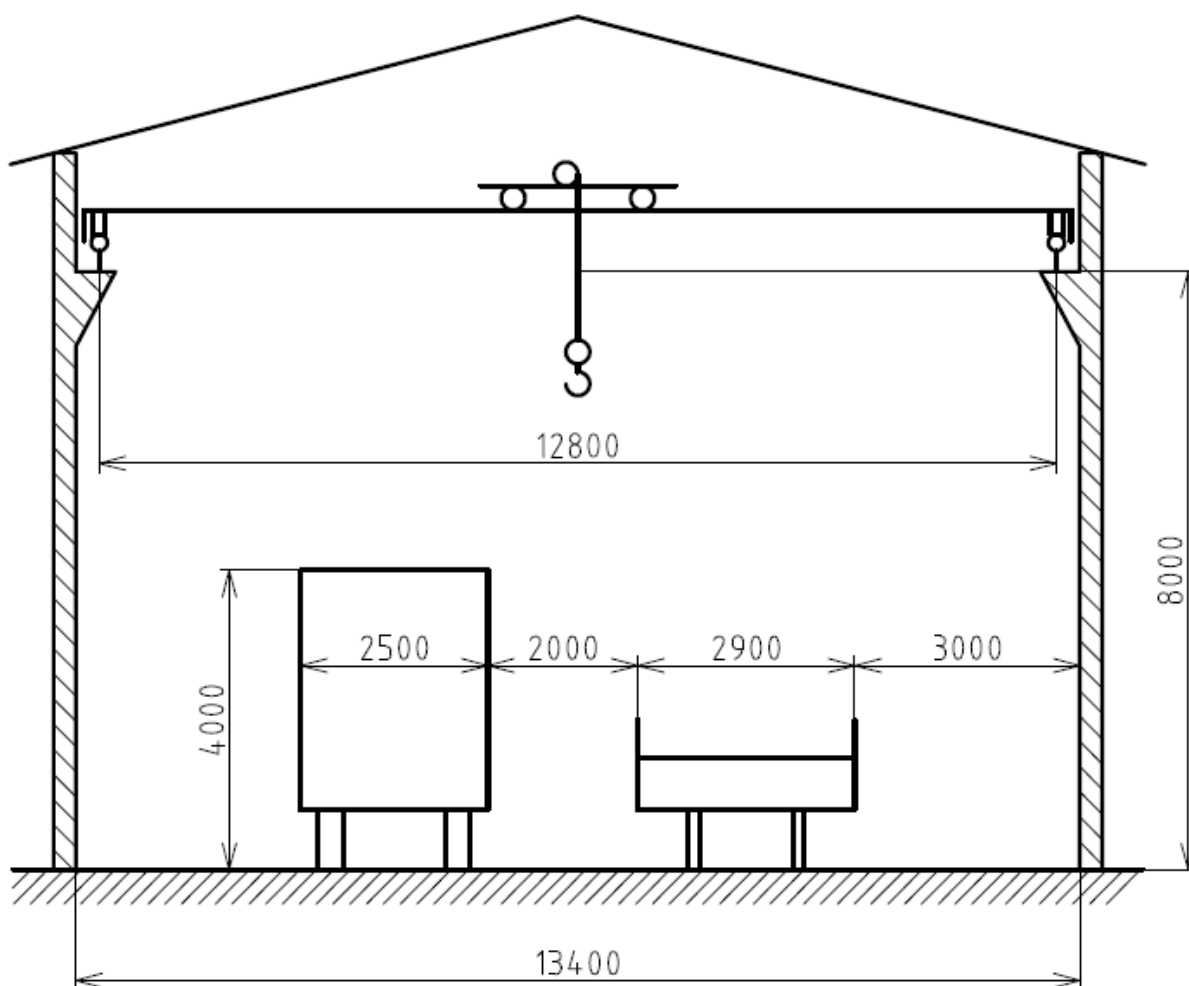


# 1 VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ JEŘÁBU

## 1.1 ZADANÉ POŽADAVKY

Mostový jeřáb má sloužit k překládání břemen z vagonu nákladního vlaku na návěs kamionu. K tomu má docházet v zastřešené hale. Z obr. 1 vyplívá maximální zdvih a rozpětí jeřábu. Překládaná břemena budou různých hmotností a velikostí, přičemž maximální hmotnost zvedaného břemena nepřesáhne 8 000 kg. Životnost jeřábu by měla být minimálně 30 let.

Maximální zdvih..... $h = 8\text{ m}$   
 Rychlost zdvihu..... $v = 0,25\text{ ms}^{-1}$   
 Nosnost..... $m_Q = 8000\text{ kg}$   
 Maximální rozpětí jeřábu..... $L_1 = 12800\text{ mm}$



Obr. 1 Schéma překládací haly



## 1.2 VOLBA DRUHU PROVOZU JEŘÁBU

### 1.2.1 PRACOVNÍ CYKLY JEŘÁBU

Jeřáb by měl v provozu přenášet břemena různých hmotností a velikostí. Počet pracovních cyklů při různých zátěžích viz. tabulka 1. Při uvažovaných 260 pracovních dnech za rok (5 dní v týdnu, 52 týdnů za rok) lze zhruba stanovit počet pracovních cyklů za rok, a také za celou životnost jeřábu.

Tab. 1: Tabulka pracovních cyklů jeřábu

Zvedané závaží [kg]	Počet pracovních cyklů za		
	den	rok	30 let
8 000	5	1 300	39 000
4 000	10	2 600	78 000
2 000	10	2 600	78 000
1 000	15	3 900	117 000
<b>Celkem:</b>	<b>40</b>	<b>10 400</b>	<b>312 000</b>

Normové břemeno: 8000 kg (maximální zatížení)

Průměrné břemeno:

$$\frac{8000 \cdot 5 + 4000 \cdot 10 + 2000 \cdot 10 + 1000 \cdot 15}{40} = 2875 \text{ kg} \quad (1)$$

### 1.2.2 KLASIFIKACE JEŘÁBU PODLE ČSN 27 0020

**Skupinová klasifikace jeřábu jako celku**

**Třída využívání:**

Podle [1] tab. 1, str. 4 spadá jeřáb se svými 321 000 pracovními cykly za dobu své životnosti do třídy využívání **U<sub>5</sub>** → Pravidelné využívání středního stupně.

**Stav zatěžování:**

Podle [1] tab. 2, str. 5 je volen stav zatěžování **Q** střední → Jeřáby, které zvedají bezpečně pracovní břemena častěji a obvykle jsou to střední břemena. Jmenovitý součinitel spektra zatížení  $K_p = 0,25$ .

**Určení skupinové klasifikace jeřábu jako celku:**

Podle [1] tab. 3, str. 5 při třídě využívání **U<sub>5</sub>** a stavu zatěžování **Q<sub>2</sub>** je volena skupina jeřábů **A 5**.



## Klasifikace mechanismů

### Třída využívání mechanismů:

K určení třídy využívání potřebujeme znát celkovou dobu využívání mechanismu po dobu jeho životnosti v hodinách.

$$D_z = \frac{h}{v} \quad (2)$$

$$D_z = \frac{8}{0,25} = 32 \text{ s}$$

kde:  $D_z$ .....Doba jednoho zdvihu [s]  
 $h$ ..... Maximální zdvih [m]  
 $v$ ..... Rychlost zdvihu [m.s<sup>-1</sup>]

$$D_c = C_R \cdot \frac{D_z}{3600} \quad (3)$$

$$D_c = 312000 \cdot \frac{32}{3600} = 2774 \text{ h}$$

kde:  $D_c$ .....Celková doba provozu [h]  
 $C_R$ .....Počet pracovních cyklů za rok [1]  
 $D_z$ .....Doba jednoho zdvihu [s]

Jeřáb spadá do třídy využívání **T<sub>4</sub>** → Pravidelné lehké využívání

[1] str. 6

### Stav zatěžování mechanismů:

Podle [1] tab. 5, str. 7 volím stav zatěžování **L2** střední → Mechanismus je vystaven maximálnímu zatížení častěji a obvykle na něj působí střední zatížení. Jmenovitý součinitel spektra zatížení  $K_m = 0,25$ .

### Určení klasifikace mechanismů:

Podle [1] tab. 6, str. 7 při třídě využívání **T<sub>4</sub>** a stavu zatěžování **L2** je volena skupinu jeřábů **M4**.

### 1.2.3 VOLBA SKUPINY JEŘÁBŮ PODLE ČSN 27 0310 (NORMA JIŽ NEPLATÍ)

Protože uvedená norma již neplatí. Postupuji podle [15], kde je uveden postup podle dané normy. Podle [15] str. 22 potřebujeme k určení skupiny jeřábů znát tři různé provozní činitele.



**Celkový počet pracovních cyklů mechanismu za rok** (z tabulky 1 na straně 12)

$$T_{rm} = 10400 \text{ cyklů/rok}$$

**Poměrné zatížení mechanismu** (které se rovná průměrnému zatížení lana v kapitole 1.3.1)  $q = 36 \%$

**V našem případě rychlost zdvihu**  $v = 0,25 \text{ m.s}^{-1}$

Podle [15] tab. 1-1, str. 23, a tab. 1-2, str. 24, Je volena skupina jeřábů H2. (skupina jeřábů pro střední provoz).

## 1.3 NÁVRH LANA

### 1.3.1 VÝPOČET POMĚRNÉHO ZATÍŽENÍ LANA A VOLBA SOUČiniteLE BEZPEČNOSTI

$$q = \frac{Z_{pb}}{Z_{nb}} \cdot 100 \quad (4)$$

$$q = \frac{2875}{8000} \cdot 100$$

$$q = 36\%$$

kde:  $q$ .....průměrné zatížení lana[%]  
 $Z_{pb}$ ..... zatížení lana od průměrného břemena [kg]  
 $Z_{pn}$ .....zatížení lana od normového břemena [kg]

Podle [2] tab. 1 str. 3, při 10 400 pracovních cyklech za rok a poměrném zatížení 36 %, **volím součinitel bezpečnosti  $k = 5$ .**

### 1.3.2 VÝPOČET CELKOVÉHO ZATÍŽENÍ

Pro výpočet celkového zatížení potřebujeme znát hodnotu dynamického součinitele. Spočítáme si ji podle [3] tab. 2, str. 10 pro zdvihovou třídu jeřábů H2 a rychlost zdvihu  $v = 0,25 \text{ m.s}^{-1}$ .

$$\delta_H = 1,2 + 0,26 \cdot v \quad (5)$$

$$\delta_H = 1,2 + 0,26 \cdot 0,25$$

$$\delta_H = 1,265$$

kde:  $\delta_H$  .....Dynamický zdvihový součinitel [-]  
 $v$ ..... Rychlost zdvihu [ $\text{m.s}^{-1}$ ]

$$Q_c = (m_Q + m_c) \cdot \delta_H \quad (6)$$

$$Q_c = (8000 + 400) \cdot 1,265$$

$$Q_c = 10626 \text{ kg}$$



kde:  $Q_c$  ..... Celkové zatížení [kg]  
 $m_Q$  ..... Nosnost jeřábu (maximální hmotnost zvedaného břemena) [kg]  
 $m_c$  ..... Uvažovaná hmotnost kladnice [kg]

Podle [2] pozn. 3, str. 4 se do výšky zdvihu asi 20 m neuvažuje vlastní hmotnost zdvihacího lana.

### 1.3.3 VÝPOČET KLADKOSTROJE

Jelikož je nosnost jeřábu poměrně nízká, volíme zavěšení kladnice na čtyřech nosných průřezích. To znamená dvě vodící kladky a jednu vyrovnávací.

Počet nosných průřezů lana .....  $n_{1l}=4$

Počet nosných průřezů lana na jednu větev .....  $n=2$

Počet kladek ..... 2

Počet větví lanového převodu .....  $z = 2$

#### Účinnost lanového převodu

Podle [2] tab. 2, str. 5 volíme účinnost jedné kladky, pro kladky na valivých ložiskách a počtu nosných průřezů lana na jednu větev:  $\eta_1 = 0,99$

Podle [2] str. 4 se pro výpočet účinnosti s bubnem nahoře volí tento vztah:

$$\eta_{kl} = \frac{1 - \eta_{1l}^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} \quad (7)$$

$$\eta_{kl} = \frac{1 - 0,99^2}{n \cdot (1 - 0,99)}$$

$$\eta_{kl} = 0,995$$

kde:  $\eta_{kl}$  ..... Účinnost lanového převodu [%]  
 $\eta_1$  ..... Účinnost jedné kladky na pevné ose [%]  
 $n$  ..... Počet nosných průřezů lana na jednu větev [-]

#### Převod kladkostroje

$$i_k = \frac{n_{1l}}{z} \quad (8)$$

$$i_k = \frac{4}{2}$$

$$i_k = 2$$

kde:  $n_{1l}$  ..... Počet nosných průřezů lana [%]  
 $z$  ..... Počet větví lanového převodu [%]  
 $i_k$  ..... Převod kladkostroje [-]





### 1.3.4 ZATÍŽENÍ SVISLÉHO LANA V JEDNÉ VĚTVI LANOVÉHO PŘEVODU

Podle [2] str. 4

$$F_l = \frac{Q_c}{z \cdot n} \cdot \frac{g}{\eta_{kl}} \quad (9)$$

$$F_l = \frac{10626}{2 \cdot 2} \cdot \frac{9,81}{0,995}$$

$$F_l = 26191,22 \text{ N}$$

kde:  $F_l$  .....Zatížení svislého lana v jedné větvi lanového převodu [N]

$Q_c$  .....Celkové zatížení [kg]

$z$  .....Počet větví lanového převodu [%]

$n$  .....Počet nosných průřezů lana na jednu větev [-]

$g$  ..... ..Tíhové zrychlení [ $\text{m.s}^{-2}$ ]

### 1.3.5 VOLBA LANA

**Požadovaná síla v laně:**

$$F_{Dov} = \frac{F_p}{k} \geq F_l \Rightarrow F_p \geq k \cdot F_l \quad (10)$$

$$F_p \geq 5 \cdot 26191,22$$

$$F_p \geq 130956,1 \text{ N}$$

kde:  $F_p$  .....Požadovaná síla v laně [N]

$k$  .....Součinitel bezpečnosti [-]

$F_l$  .....Zatížení svislého lana v jedné větvi lanového převodu [N]

**Požadovaná únosnost lana:**

$$m_p \geq \frac{F_p}{g} \quad (11)$$

$$m_p \geq \frac{130956,1}{9,81}$$

$$m_p \geq 13349,24 \text{ kg}$$

kde:  $F_p$  .....Požadovaná síla v laně [N]

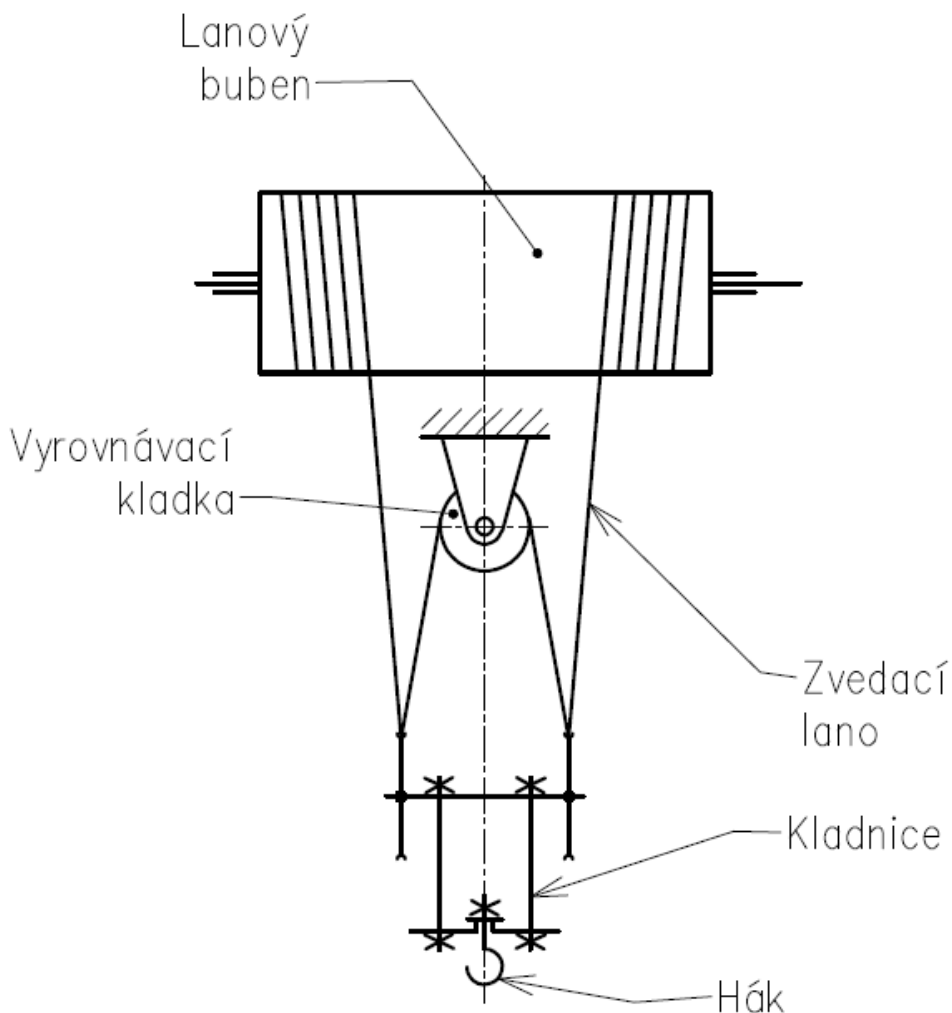
$g$  ..... ..Tíhové zrychlení [ $\text{m.s}^{-2}$ ]

$m_p$  .....Požadovaná únosnost lana [kg]

Podle normy ČSN 02 4342 je voleno lano: **LANO 14 ČSN 02 4342.55**



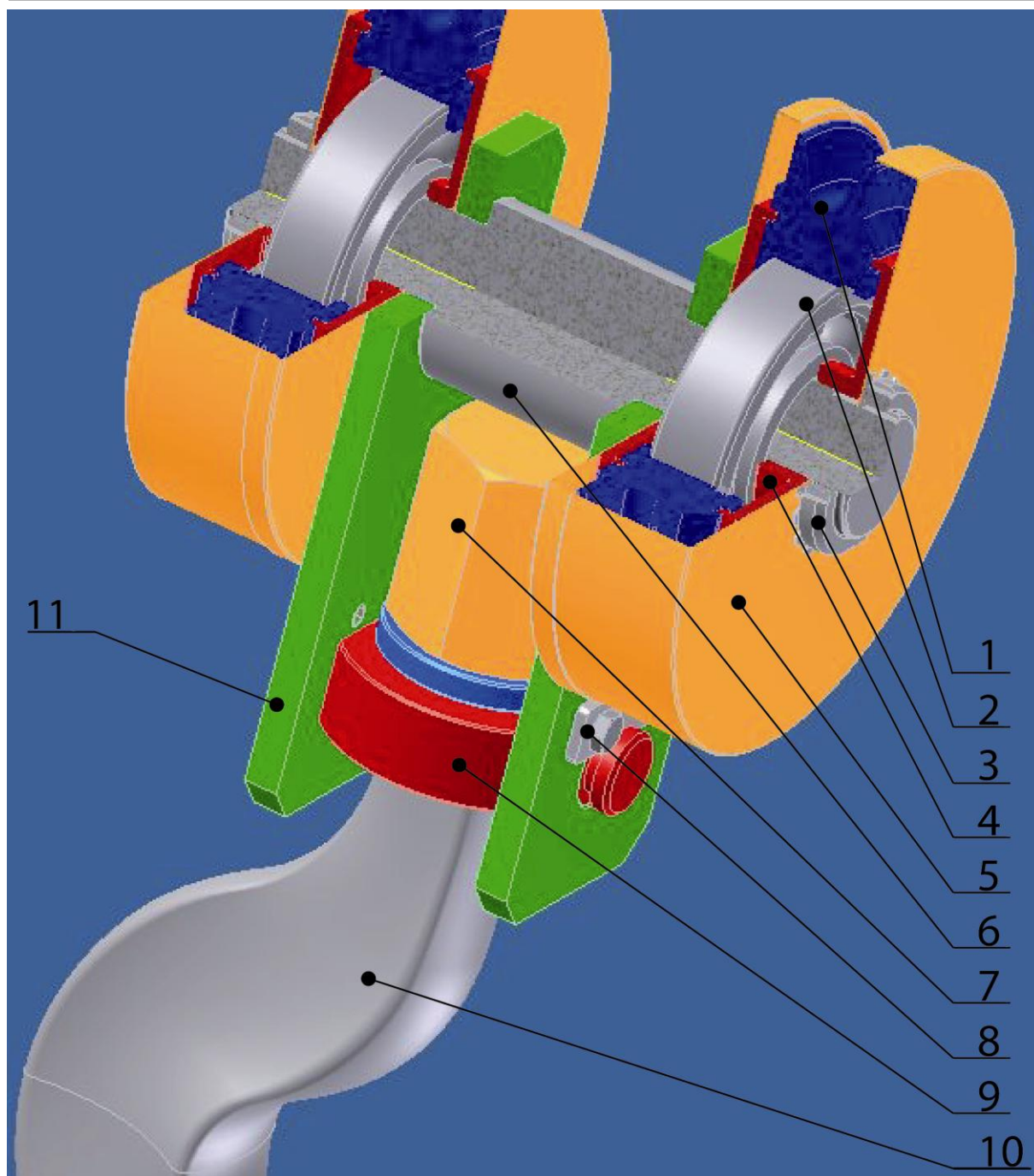
Základní parametry: Jmenovitý průměr lana.....  $D_L = 14 \text{ mm}$   
 Nosný průřez lana.....  $S_L = 79,9 \text{ mm}^2$   
 Jmenovitá pevnost drátků.....  $R_{ml} = 1770 \text{ MPa}$   
 Jmenovitá nosnost lana.....  $m_j = 14140 \text{ kg}$   
 Jmenovitá únosnost lana.....  $F_j = 1414 \text{ N}$



Obr. 2 Schéma zalanování

## 1.4 NÁVRH KLADEK A BUBNU

Jednou z hlavních částí zdvihového ústrojí jeřábu je kladnice (obr. 3). Kladnice tvoří hřídel (pozice 6) na kterou jsou nasunuty postranice (pozice 11). Dále jsou na hřídel nalisovány ložiska (pozice 2), která nesou kladky (pozice 1). Kladky se v případě házení opírají o misky (pozice 4) a společně jsou schovány v krytech (pozice 5). A to vše je na konci hřídele zajištěno proti axiálnímu posuvu maticí KM s pojistnou podložkou MB (pozice 3). Dole v postranicích je nasazen příčník (pozice 9). Nesoucí kovaný hák (pozice 10). Příčník je zajištěn v postranicích příložkami (pozice 8). Hák je otočně uložen v příčníku zajištěn maticí (pozice 7) opřenou o axiální ložisko.



Obr. 3 Kladnice

#### 1.4.1 NÁVRH PRŮMĚRU VODÍCÍ KLADKY

Podle [5] tab. 1, str. 2 volíme pro 1. skupinu jeřábů a vodící kladku součinitel  $\alpha=22$ . Dále podle normy spočítáme minimální jmenovitý průměr vodící kladky.

$$D_{Kvodmin} = (D_l \cdot \alpha) - D_l \quad (12)$$

$$D_{Kvodmin} = (14 \cdot 22) - 14$$

$$D_{Kvodmin} = 294 \text{ mm}$$



kde:  $D_{Kv\text{odmin}}$  .....Minimální průměr vodící kladky [mm]  
 $D_L$  .....Jmenovitý průměr lana [mm]  
 $\alpha$  .....Součinitel stanovený z pokusu a zkušeností z praxe[-]

Podle [5] tab. 2, str. 5 → tabulka pro jmenovité průměry kladek a bubnů  
 je voleno  $D_{Kv\text{od}} = 315 \text{ mm}$ .

#### 1.4.2 NÁVR PRŮMĚRU VYROVNÁVACÍ Kladky

Podle [5] tab. 1, str. 2 volíme pro 1. skupinu jeřábů a vyrovnávací kladku  
 součinitel  $\alpha=15$ . Dále podle normy spočítáme minimální jmenovitý průměr vyrovnávací  
 kladky.

$$D_{Kv\text{yrmin}} = (D_L \cdot \alpha) - D_L \quad (13)$$

$$D_{Kv\text{yrmin}} = (14 \cdot 14) - 14$$

$$D_{Kv\text{yrmin}} = 196 \text{ mm}$$

kde:  $D_{Kv\text{yrmin}}$  .....Minimální průměr vyrovnávací kladky [mm]  
 $D_L$  .....Jmenovitý průměr lana [mm]  
 $\alpha$  .....Součinitel stanovený z pokusu a zkušeností z praxe[-]

Podle [5] tab. 2, str. 5 → tabulka pro jmenovité průměry kladek a bubnů  
 je voleno  $D_{Kv\text{yr}} = 200 \text{ mm}$ .

#### 1.4.3 PODKLADY PRO VÝROBNÍ VÝKRESY KLADEK

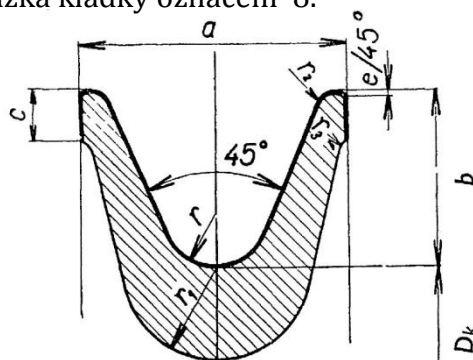
Podle [5] pro průměr lana  $D_L = 14 \text{ mm}$ , drážka kladky označení 8.

Poloměr..... $r = 7,5 \text{ mm}$

$$a = 38 \text{ mm} \quad e = 1 \text{ mm} \quad r_3 = 2,5 \text{ mm}$$

$$b = 26 \text{ mm} \quad r_1 = 12 \text{ mm}$$

$$c = 7,5 \text{ mm} \quad r_2 = 3 \text{ mm}$$



Obr. 4 rozměry drážky kladek

#### 1.4.4 VOLBA LOŽISKA POD VODÍCÍ Kladky

Podle [10] str. 95

Požadovaná statická únosnost  $C_0$

$$F_{eo} = \frac{Q_c \cdot g}{w} \quad (14)$$

$$F_{eo} = \frac{10626 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{eo} = 52120,53 \text{ N}$$



kde:  $F_{eo}$  .....Statické ekvivalentní zatížení ložiska [N]  
 $Q_c$  .....Celkové zatížení [kg]  
 $g$  .....Tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]  
 $w$  .....Počet vodících kladek [-]

Statická bezpečnost  $k_o$  může být podle [10] str. 96 ( $0,5 \div 4$ ) Volím  $k_o = 1$

$$\begin{aligned} C_0 &= F_{eo} \cdot k_o \\ C_0 &= 52120,53 \cdot 1 \\ C_0 &= 52120,53 \text{ N} \end{aligned} \quad (15)$$

kde:  $F_{eo}$  .....Statické ekvivalentní zatížení ložiska [N]  
 $k_o$  .....Statická bezpečnost [-]  
 $C_o$  .....Požadovaná statická únosnost [N]

Podle [9] str. 479 je voleno **LOŽISKO 6411 ČSN 02 4630**

#### 1.4.5 NÁVRH BUBNU

##### Návrh průměru bubnu

Podle [5] tab. 1 str. 2 volíme pro 2. skupinu jeřábů a lanový buben součinitel  $\alpha=20$ . Dále podle normy spočítáme minimální jmenovitý průměr lanového bubnu.

$$\begin{aligned} D_{Bmin} &= D_l \cdot \alpha \\ D_{Bmin} &= 14 \cdot 20 \\ D_{Bmin} &= 280 \text{ mm} \end{aligned} \quad (16)$$

kde:  $D_{Bmin}$  .....Minimální průměr lanového bubnu [mm]  
 $D_L$  .....Jmenovitý průměr lana [mm]  
 $\alpha$  .....Součinitel stanovený z pokusu a zkušeností z praxe [-]

Podle [5] tab. 2, str. 5  $\rightarrow$  tabulka pro jmenovité průměry kladek a bubnů je voleno  **$D_B = 280 \text{ mm}$** .

Pro další výpočty je nutné znát i průměr bubnu vztažený ke dnu lanové drážky  $D_1$ .

Podle [6]

$$\begin{aligned} D_1 &= D_B - D_l \\ D_1 &= 280 - 14 \\ D_1 &= 266 \text{ mm} \end{aligned} \quad (17)$$

kde:  $D_1$  .....Průměr bubnu vztažený ke dnu lanové drážky [mm]  
 $D_B$  .....Průměr lanového bubnu [mm]  
 $D_L$  .....Jmenovitý průměr lana [mm]

**Minimální tloušťka stěny bubnu** Podle [6]

$$S_{min} = 0,8 \cdot D_L \quad (18)$$

$$S_{min} = 0,8 \cdot 14$$

$$S_{min} = 11,2 \text{ mm}$$

Je voleno  $S_{min} = 16 \text{ mm}$  viz 3.2.1

kde:  $S_{min}$  ..... Minimální tloušťka stěny bubnu [mm]

$D_L$  ..... Jmenovitý průměr lana [mm]

**Délka lana jedné lanové větve** Podle [6]

$$L_l = i_k \cdot h \quad (19)$$

$$L_l = 2 \cdot 8$$

$$L_l = 16 \text{ m}$$

kde:  $L_l$  ..... Délka lana jedné lanové větve [m]

$i_k$  ..... Převod kladkostroje [-]

$h$  ..... Maximální zdvih [m]

**Počet závitů lanového bubnu pro navinutí jedné lanové větve**

Podle [6]

$$z = \frac{L_l}{\pi \cdot D_B} + 3 \quad (20)$$

$$z = \frac{16000}{\pi \cdot 280} + 3$$

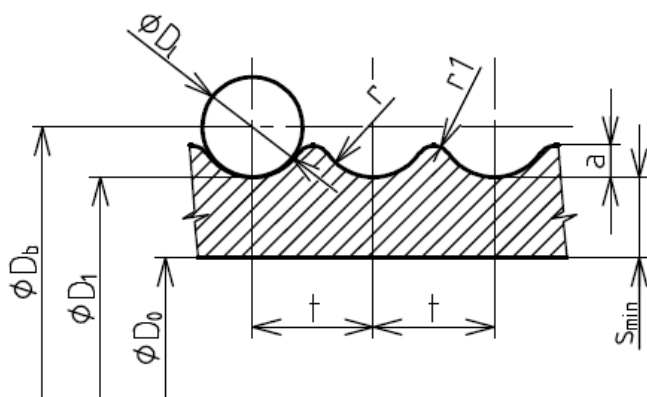
$$z = 22 \text{ závitů}$$

kde:  $z$  ..... Počet závitů lanového bubnu pro navinutí jedné lanové větve [-]

$D_B$  ..... Průměr lanového bubnu [mm]

$L_l$  ..... Délka lana jedné lanové větve [m]

Při výpočtu počtu závitů přičítáme na každou stranu 3 závity navíc, protože při zcela odvinutém laně, by měly zůstat navinuty alespoň 2 rezervní závity, aby zachycení konce lana zůstalo vždy odlehčeno.



Obr. 5 Rozměry drážky bubnu

**Podklady pro výrobní výkresy bubnu**

Podle [5] pro průměr lana  $D_L = 14 \text{ mm}$ , drážka kladky označení 7,5.

Poloměr .....  $r = 7,5 \text{ mm}$ ,  $a = 4 \text{ mm}$ ,  $t = 16 \text{ mm}$ ,  $r_1 = 2 \text{ mm}$



### Délka lanového bubnu

$$l_1 = z_b \cdot t \quad (21)$$

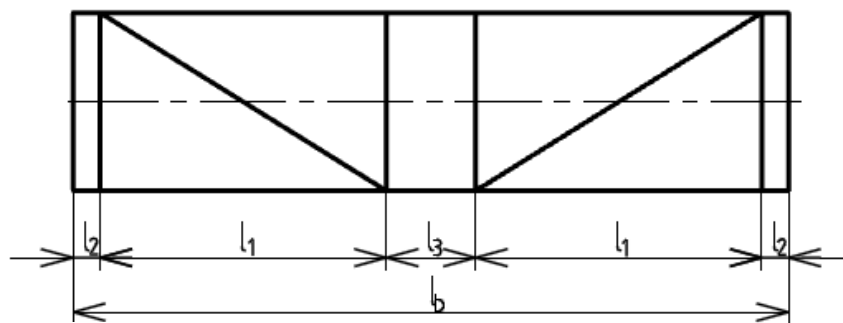
$$l_1 = 22 \cdot 16$$

$$l_1 = 352 \text{ mm}$$

$$l_2 = 4 \cdot t \quad (22)$$

$$l_2 = 4 \cdot 16$$

$$l_2 = 64$$



Obr. 6 schéma rozměrů bubnu

kde:  $z_b$ ..... Počet závitů lanového bubnu pro navinutí jedné lanové větve [-]  
 $t$  .....vzdálenost mezi sousedními závitů bubnu [mm]

$l_3$  volím podle průměru vyrovnávací kladky  $l_1 = D_{Kvyr} = 200 \text{ mm}$

$$l_b = 2 \cdot l_1 + l_3 + 2 \cdot l_2 \quad (23)$$

$$l_b = 2 \cdot 352 + 200 + 2 \cdot 64$$

$$l_b = 1032 \text{ mm}$$

kde:  $l_b$  .....Celková délka bubnu[mm]  
 $l_{1,2,3}$  .....Rozměry bubnu dle obr. 5 [mm]

## 1.5 NÁVR HÁKU

### 1.5.1 VOLBA HÁKU

Pro požadovanou nosnost

$m_Q = 8000 \text{ kg}$  a pro skupinu jeřábů H2 je volen podle [7]

**Hák 6,3 ČSN 27 1902.** Dovolená nosnost háku je 8000 kg.

### PRŮŘEZ I. – ZÁVIT

Podle normy [8] je volen závit **M 52x1-6g**.

Rozměry závitu:

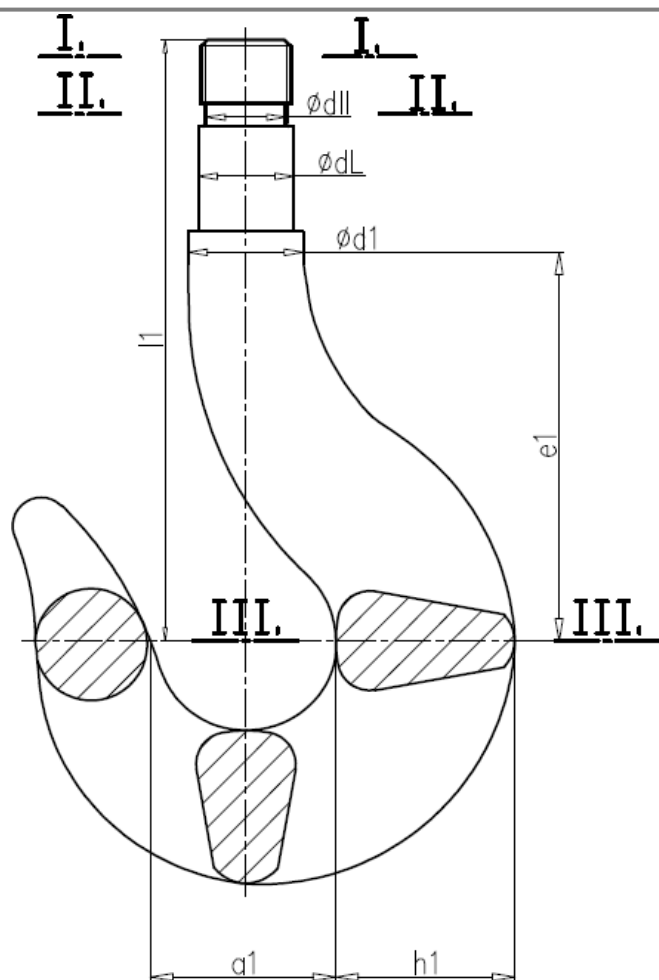
Střední průměr závitu šroubu a matice..... $d_2 = D_2 = 51,350 \text{ mm}$

Velký průměr závitu šroubu a malý průměr závitu matice..... $d = D = 52 \text{ mm}$

Velký průměr závitu matice..... $D_{1m} = 50,917 \text{ mm}$

Malý průměr závitu šroubu..... $d_3 = 50,773 \text{ mm}$

Rozteč závitu..... $P = 1 \text{ mm}$



Obr. 7 Schéma háku

**Základní rozměry háku:**

$d_1 = 60 \text{ mm}$   
 $d_L = 56 \text{ mm}$   
 $d_{II} = 60 \text{ mm}$   
 $e_1 = 195 \text{ mm}$   
 $l_1 = 325 \text{ mm}$   
 $a_1 = 90 \text{ mm}$   
 $h_1 = 100 \text{ mm}$

Rozdíl mezi průměry  $d_1$  a  $d_L$  je 5 mm a tím se vytváří hrana, která zabrání rozskočení axiálního ložiska mezi příčnickem háku a maticí háku. V případě, že kladnice sjede a hák narazí do země, hrana na háku se opře o spodní část příčnicku a ložisko zůstane v celku.

**Určení výšky matice z otláčení závitu:** Podle [10] str. 23

$$\begin{aligned}
 F_Q &= m_Q \cdot g \\
 F_Q &= 8000 \cdot 9,81 \\
 F_Q &= 78480 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{24}$$

kde:  $F_Q$  .....Zatížení háku [N]  
 $g$ .....Tíhové zrychlení [ $\text{m.s}^{-2}$ ]  
 $m_Q$ ..... Nosnost jeřábu (maximální hmotnost zvedaného břemena) [kg]

$$\begin{aligned}
 H_1 &= \frac{d - D_{1m}}{2} \\
 H_1 &= \frac{52 - 50,917}{2} \\
 H_1 &= 0,5415 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{25}$$

kde:  $d$ .....Velký průměr závitu šroubu [mm]  
 $D_{1m}$  .....Velký průměr závitu matice [mm]  
 $H_1$ .....Nosná hloubka závitu [mm]





Dovolené tlakové napětí v závitech se liší od běžného dovoleného napětí v tlaku. Pro materiál 11 500 (1.0050) je podle [9] str. 24 :

Podle [9] str. 54 je pro materiál 11 500  $\sigma_{kt} = 90 \text{ MPa}$

$$p_{Dov} = 0,25 \cdot \sigma_{kt} \quad (26)$$

$$p_{Dov} = 0,25 \cdot 90$$

$$p_{Dov} = 22,5 \text{ MPa}$$

$$S_z = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z \quad (27)$$

$$p_z = \frac{F_Q}{S_z} \leq p_{Dov} \quad (28)$$

Z rovnic (27) a (28) vyplývá vztah pro výpočet **Minimálního počtu nosných závitů**:

$$z_{min} = \frac{F_Q}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_{Dov}} \quad (29)$$

$$z_{min} = \frac{78480}{\pi \cdot 51,350 \cdot 0,5415 \cdot 22,5}$$

$$z_{min} = 40 \text{ závitů}$$

kde:  $F_Q$  .....Zatížení háku [N]

$d_2$  .....Střední průměr závitu šroubu a matice [mm]

$H_1$ .....Nosná hloubka závitu [mm]

$z_{min}$ .....Minimální počet nosných závitů [1]

$p_{Dov}$ .....Dovolené napětí v tlaku v závitech [MPa]

### Minimální výška matice: (část ve styku se závity háku)

$$h_{min} = P \cdot z_{min} \quad (30)$$

$$h_{min} = 1 \cdot 40$$

$$h_{min} = 40 \text{ mm} \rightarrow \text{z důvodu bezpečnosti je voleno } h_m = 59,5 \text{ mm}$$

kde:  $h_{min}$ .....Minimální výška matice [mm]

$P$ .....Rozteč závitu [mm]

$z_{min}$ .....Minimální počet nosných závitů [-]

### Volba ložiska pod maticí háku:

Podle [10] str. 95

Požadovaná statická únosnost  $C_0$

Statická bezpečnost  $k_0$  může být podle [10] str. 96 ( $0,5 \div 4$ ) je voleno  $k_0 = 1$



$$\begin{aligned}
 F_{eo} &= F_Q \quad \text{viz 3.1} \\
 C_0 &= F_{eo} \cdot k_0 \\
 C_0 &= 78480 \cdot 0,9 \\
 C_0 &= 70632 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

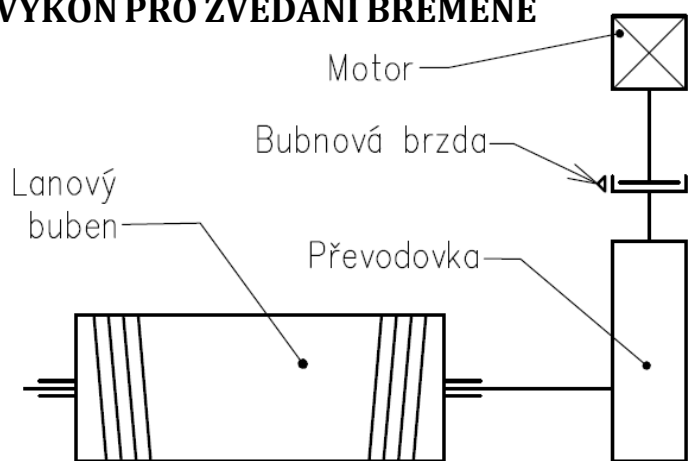
kde:  $F_{eo}$  .....Statické ekvivalentní zatížení ložiska [N]  
 $k_0$  .....Statická bezpečnost [kg]  
 $C_0$  .....Požadovaná statická únosnost [N]  
 $F_Q$  .....Síla působící na hák (od maximálního zvedaného břemena) [N]

Podle [9] str.479 je voleno **LOŽISKO 51111 ČSN 02 4730**

## 2 NÁVRH POHONU PRO ZDVIHOVÉ ÚSTROJÍ JEŘÁBU

### 2.1 POTŘEBNÝ VÝKON PRO ZVEDÁNÍ BŘEMENE

Podle [6] str. 67

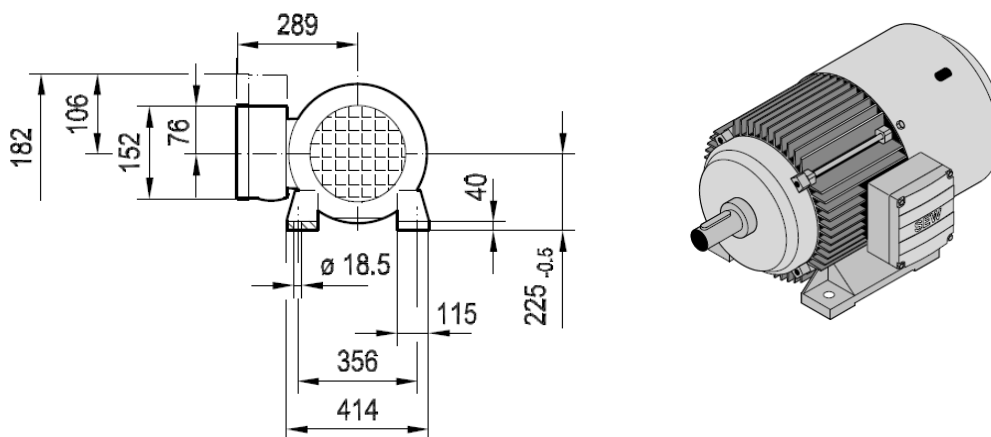


Obr. 8 Schéma uspořádání kočky

$$\begin{aligned}
 P_p &= \frac{v \cdot (m_Q + m_c) \cdot g}{60 \cdot \eta_{cel} \cdot 1000} \\
 P_p &= \frac{0,25 \cdot (8000 + 400) \cdot 9,81}{60 \cdot 0,92 \cdot 1000} \\
 P_p &= 22,89 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{32}$$

kde:  $P_p$  .....Potřebný výkon elektromotoru [kW]  
 $v$  ..... Rychlost zdvihu [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]  
 $m_Q$  ..... Nosnost jeřábu (maximální hmotnost zvedaného břemena) [kg]  
 $m_c$  ..... Uvažovaná hmotnost kladnice [kg]  
 $g$  ..... Tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]  
 $\eta_{cel}$  .....Celková účinnost [%]





Obr. 9 základní rozměry elektromotoru

## 2.3 NÁVRH PŘEVODOVKY

### 2.3.1 POŽADOVANÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY

Požadovaný převodový poměr převodovky spočítáme z otáček elektromotoru a otáček lanového bubnu.

**Otáčky lanového bubnu:** Podle [6] str. 67

$$n_B = \frac{i_k \cdot v}{\pi \cdot D_B} \quad (34)$$

$$n_B = \frac{2 \cdot 15}{\pi \cdot 0,315}$$

$$n_B = 30,315 \text{ min}^{-1}$$

kde:  $n_B$ .....otáčky lanového bubnu [ $\text{min}^{-1}$ ]  
 $D_B$  .....Průměr lanového bubnu [m]  
 $v$ .....Rychlost zdvihu [ $\text{mm}^{-1}$ ]  
 $i_k$ .....Převod kladkostroje [-]

Podle [6] str. 68

$$i_p = \frac{n_n}{n_B} \quad (35)$$

$$i_p = \frac{730}{30,315}$$

$$i_p = 24,01$$

kde:  $i_p$ .....Požadovaný převodový poměr převodovky [-]  
 $n_B$ .....Otáčky lanového bubnu [ $\text{min}^{-1}$ ]  
 $n_n$ .....Otáčky elektromotoru [ $\text{min}^{-1}$ ]



### 2.3.2 POŽADOVANÝ VÝKON PŘEVODOVKY

Požadovaný výkon převodovky spočítáme podle [12]. K výpočtu potřebujeme znát výkon elektromotoru a součinitel provozu, který je dán výrobcem podle [11] str. 5.

$$f_m = 1,25$$

$$P_{přp} = P_n \cdot f_m \quad (36)$$

$$P_{přp} = 25 \cdot 1,25$$

$$P_{přp} = 31,25 \text{ kW}$$

kde:  $P_{přp}$ .....Požadovaný výkon převodovky [kW]

$P_n$ .....Jmenovitý výkon elektromotoru [kW]

$f_m$ .....Součinitel provozu převodovky [-]

### 2.3.3 VOLBA PŘEVODOVKY

Podle požadovaného převodového poměru je volena z [12] třístupňová kuželo-čelní převodovka, s označením **RHC30S25CS1**.

#### Základní parametry převodovky:

Převodový poměr převodovky.....  $i_{př} = 25$

Výkon převodovky.....  $P_{př} = 34 \text{ kW}$

Účinnost převodovky.....  $\eta_p = 96,5 \%$

Vstupní otáčky.....  $n_1 = 730 \text{ min}^{-1}$

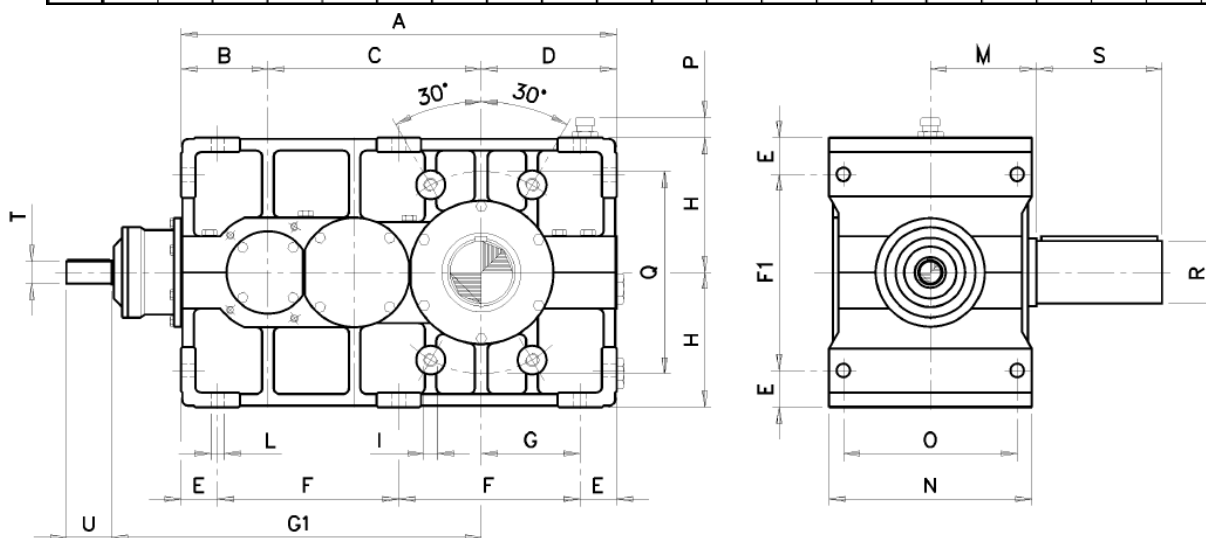
Výstupní otáčky.....  $n_2 = 29,2 \text{ min}^{-1}$



Obr. 10 převodovka

#### Základní rozměry převodovky:

<b>40</b>	640	125	315	200	52	268	296	148	540	200	M22	20	160	295	250	22	300	100	180	35	70
Vel. Size	A	B	C	D	E	F	F1	G	G1	H	I	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U



Obr.11 Základní rozměry převodové skříně



### 2.3.4 SKUTEČNÁ RYCHLOST ZDVIHU

Protože skutečný převodový poměr převodovky se liší od požadovaného, liší se i skutečná rychlost zdvihu. Výsledná rychlost zdvihu by se neměla lišit od zadané rychlosti zdvihu o více než 6 %. [6] str. 68

Podle [6] str. 67

$$v_{skut} = \frac{n_2 \cdot \pi \cdot D_B}{i_k} \quad (37)$$

$$v_{skut} = \frac{29,2 \cdot \pi \cdot 315}{2}$$

$$v_{skut} = 14,448 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Skutečná rychlost zdvihu se liší od zadané rychlosti zdvihu o 3,68 %, což splňuje výše zmíněný požadavek. To znamená, že zvolená převodovka **RHC30S25CS1** **vyhovuje**.

kde:  $v_{skut}$  .....Skutečná rychlost zdvihu [ $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$ ]

$n_2$  ..... Výstupní otáčky převodovky [-]

$D_B$  .....Průměr lanového bubnu [mm]

$i_k$  .....Převod kladkostroje [-]

## 2.4 KONTROLA ELEKTROMOTORU Z HLEDISKA PŘETÍŽITELNOSTI

### 2.4.1 MINIMÁLNÍ DOBA ROZBĚHU ELEKTROMOTORU

Minimální doba rozběhu se spočítá z rychlosti a zrychlení zvedání břemene. Přičemž rychlost známe a zrychlení by u jeřábu nemělo přesahovat  $0,2-0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Proto v tomto případě předpokládáme zrychlení  $0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

Podle [6] str. 71

$$t_{rmin} = \frac{v}{60 \cdot a_z} \quad (38)$$

$$t_{rmin} = \frac{15}{60 \cdot 0,2}$$

$$t_{rmin} = 1,25 \text{ s}$$

kde:  $t_{rmin}$  .....Minimální doba rozběhu elektromotoru [s]

$a_z$  .....Zrychlení zdvihu [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

$v$  .....Rychlost zdvihu [ $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$ ]

Chod elektromotoru v tomto případě bude řídit frekvenční měnič, který nenavrhujeme. Proto volíme podle zatížení a druhu provozu  $t_r=2 \text{ s}$ .



## 2.4.2 ROZBĚHOVÝ MOMENT ELEKTROMOTORU

Součinitel zahrnující vliv dalších rotujících částí  $\beta$  volíme podle [6] str. 71. Pro střední provoz  $\beta=1,75$ .

Pode [16] str. 456

$$M_{roz} = \frac{(m_Q + m_c) \cdot D_B \cdot g}{2 \cdot i_k \cdot i_{př} \cdot \eta_{cel}} \cdot \left(1 + \frac{v_{skut}}{60 \cdot g \cdot t_r}\right) + \beta \cdot \frac{GD^2 \cdot n_n}{375 \cdot t_r} \quad (39)$$

$$M_{roz} = \frac{(8000 + 400) \cdot 0,315 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 25 \cdot 0,92} \cdot \left(1 + \frac{14,448}{60 \cdot 9,81 \cdot 2}\right) + 1,5 \cdot \frac{1,077^2 \cdot 730}{375 \cdot 2}$$

$$M_{roz} = 287,02 \text{ Nm}$$

kde:  $M_{roz}$  .....Rozběhový moment elektromotoru [N.m]  
 $v_{skut}$  .....Rychlost zdvihu [m.min<sup>-1</sup>]  
 $m_Q$ .....Nosnost jeřábu (maximální hmotnost zvedaného břemena) [kg]  
 $m_c$ ..... Uvažovaná hmotnost kladnice [kg]  
 $g$ .....Tíhové zrychlení [m.s<sup>-2</sup>]  
 $\eta_{cel}$ .....celková účinnost [%]  
 $i_k$ .....Převod kladkostroje [-]  
 $i_{př}$ .....Převodový poměr převodovky [-]  
 $D_B$  .....Průměr lanového bubnu [m]  
 $t_r$ .....doba rozběhu elektromotoru [s]  
 $\beta$ .....Součinitel zahrnující vliv dalších rotujících částí [-]  
 $GD^2$ .....Setrvačný moment elektromotoru [kg.m<sup>2</sup>]  
 $n_n$ .....otáčky elektromotoru [min<sup>-1</sup>]

## 2.4.3 KONTROLA JMENOVITÉHO MOMENTU ELEKTROMOTORU

Dle [11]  $\alpha_e = 2,2$

$$M_{roz} \leq \alpha_e \cdot M_n \quad (40)$$

$$M_{roz} \leq 2,2 \cdot 327$$

$$287,02 < 719,4$$

kde:  $M_{roz}$  .....Rozběhový moment elektromotoru [N.m]  
 $\alpha_e$ .....Součinitel přetížitelnosti elektromotoru [-]  
 $M_n$ .....Jmenovitý moment elektromotoru [N.m]

Zvolený motor **DV225 M8** z hlediska přetížitelnosti **vyhovuje**.

## 2.5 NÁVRH BRZDY

### 2.5.1 MINIMÁLNÍ BRZDNÝ MOMENT

Podle [6] str. 71. Je volena bezpečnost brzdy  $K_B=1,75$  pro skupinu jeřábů H2.



$$M_{bmin} = \frac{K_b \cdot (m_Q + m_c) \cdot g \cdot D_B}{2 \cdot i_{př} \cdot i_k} \quad (41)$$

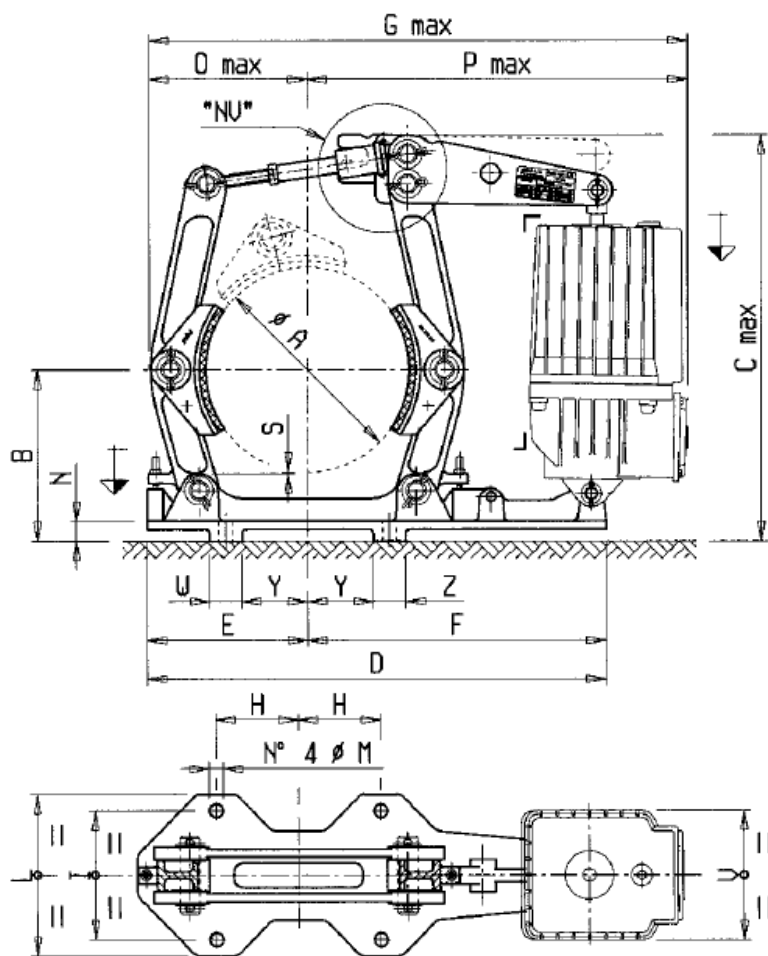
$$M_{bmin} = \frac{1,75 \cdot (8000 + 400) \cdot 9,81 \cdot 0,315}{2 \cdot 25 \cdot 2}$$

$$M_{bmin} = 454,25 \text{ Nm}$$

kde:  $M_{bmin}$  ..... Minimální brzdňý moment [Nm]  
 $D_B$  ..... Průměr lanového bubnu [m]  
 $m_Q$  ..... Nosnost jeřábu (maximální hmotnost zvedaného břemena) [kg]  
 $m_c$  ..... Uvažovaná hmotnost kladnice [kg]  
 $g$  ..... Tíhové zrychlení [ $\text{ms}^{-2}$ ]  
 $i_{př}$  ..... Převodový poměr převodovky [-]  
 $i_k$  ..... Převod kladkostroje [-]  
 $K_B$  ..... Bezpečnost převodovky [-]

### 2.5.2 VOLBA BRZDY

Z [13] a podle minimálního brzdňého momentu je volena dvoučelist'ová bubnová brzda s elektrohydraulickým pohonem s označením **N.315.HYD.030/05.IS**.



#### Základní parametry a rozměry brzdy:

Brzdňý moment.....  $M_b=517 \text{ Nm}$   
 Průměr bubnu.....  $A=315 \text{ mm}$   
 Hmotnost brzdy.....  $m_{brz}=56 \text{ kg}$   
 $B=230 \text{ mm}$   
 $C_{max}=597 \text{ mm}$   
 $D=722 \text{ mm}$   
 $E=240 \text{ mm}$   
 $F=482 \text{ mm}$   
 $G_{max}=784 \text{ mm}$   
 $H=220 \text{ mm}$   
 $I=80 \text{ mm}$   
 $M=18 \text{ mm}$   
 $N=28 \text{ mm}$   
 $O_{max}=244 \text{ mm}$   
 $P_{max}=540 \text{ mm}$   
 $S=1,5 \text{ mm}$   
 $Y=160 \text{ mm}$   
 $W=80 \text{ mm}$   
 $Z=140 \text{ mm}$

Obr. 12 schéma brzdy





### 3 KONTROLNÍ VÝPOČET

#### 3.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA HÁKU

##### PRŮŘEZ II. – DŘÍK NA TAH

Podle [9] pro výběh závitu s roztečí  $P = 1\text{ mm}$  je průměr drážky:

$$\begin{aligned} d_g &= d - 1,6 \\ d_g &= 52 - 1,6 \\ d_g &= 50,4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (42)$$

kde:  $d_g$ .....Nejmenší průměr dříku háku [mm]  
 $d$ ..... Velký průměr závitu šroubu [mm]

Pro výpočet dovoleného napětí v tlaku/tahu pro materiál 11 500 si zjistíme z [9]  
 str. 38.: hodnotu součinitele  $c_{II}=0,85$  (míjivé zatížení) pro oceli 11 343÷11 500  
 a hodnotu součinitele bezpečnosti pro oceli  $k=2$ .

str. 233.: hodnotu meze pevnosti v tahu  $R_m=470÷610 \text{ MPa} \rightarrow$  je voleno  $R_m=500 \text{ MPa}$

$$\begin{aligned} \sigma_{Dt} &= \frac{0,6 \cdot R_m}{k} \cdot c_{II} \\ \sigma_{Dt} &= \frac{0,6 \cdot 500}{2} \cdot 0,85 \\ \sigma_{Dt} &= 127,5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (43)$$

kde:  $\sigma_{Dt}$ .....Dovolené napětí v tahu [MPa]  
 $R_m$  .....Mez pevnosti v tahu [MPa]  
 $c_{II}$  .....Součinitel zahrnující druh zatížení [-]  
 $k$ .....Součinitel bezpečnosti [-]

Podle [10]

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{F_Q}{S_{II}} \leq \sigma_{Dt} \\ \sigma_t &= \frac{m_Q \cdot g \cdot 4}{\pi \cdot d_g^2} \leq \sigma_{Dt} \\ \sigma_t &= \frac{8000 \cdot 9,81 \cdot 4}{\pi \cdot 50,4^2} \\ \sigma_t &= 39,34 \text{ MPa} \\ \sigma_t &< \sigma_{Dt} \rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \quad (44)$$

kde:  $\sigma_t$ .....Napětí v tahu působící na dřík háku [MPa]  
 $m_Q$ .....Nosnost jeřábu (maximální hmotnost zvedaného břemena) [kg]



$F_Q$ .....Síla působící na hák (od maximálního zvedaného břemena) [N]  
 $S_{II}$  .....Plocha II. průřezu háku [mm<sup>2</sup>]  
 $d_g$ .....Nejmenší průměr dřívku háku [mm]  
 $\sigma_{Dt}$ .....Dovolené napětí v tlaku [MPa]  
 $g$ .....Tíhové zrychlení [m.s<sup>-2</sup>]

## 3.2 PEVNOSTÍ KONTROLA BUBNU

Podle [6] str. 41 a 42

### 3.2.1 KONTROLA BUBNU NA OHYB

**Výpočet sil v podporách bubnu :**

$$\sum M_i = 0 \quad (45)$$

$$F_{ra} \cdot 0,987 - F_l \cdot 0,661 - F_l \cdot 0,461 = 0$$

$$F_{ra} = \frac{F_l \cdot 0,661 + F_l \cdot 0,461}{0,987}$$

$$F_{ra} = \frac{26191,22 \cdot 0,661 + 26191,22 \cdot 0,461}{0,987}$$

$$F_{ra} = 29773,61 \text{ N}$$

kde:  $\sum M_i$ .....Suma momentů v podpoře b [N.m]

$F_{ra}$ .....Reakční síla v podpoře a [N]

$F_l$  .....Zatížení svislého lana v jedné větvi lanového převodu [N]

$$\sum F_i = 0 \quad (46)$$

$$F_{ra} - F_l - F_l + F_{rb} = 0$$

$$F_{rb} = 2 \cdot F_l - F_{ra}$$

$$F_{rb} = 2 \cdot 26191,22 - 29773,61$$

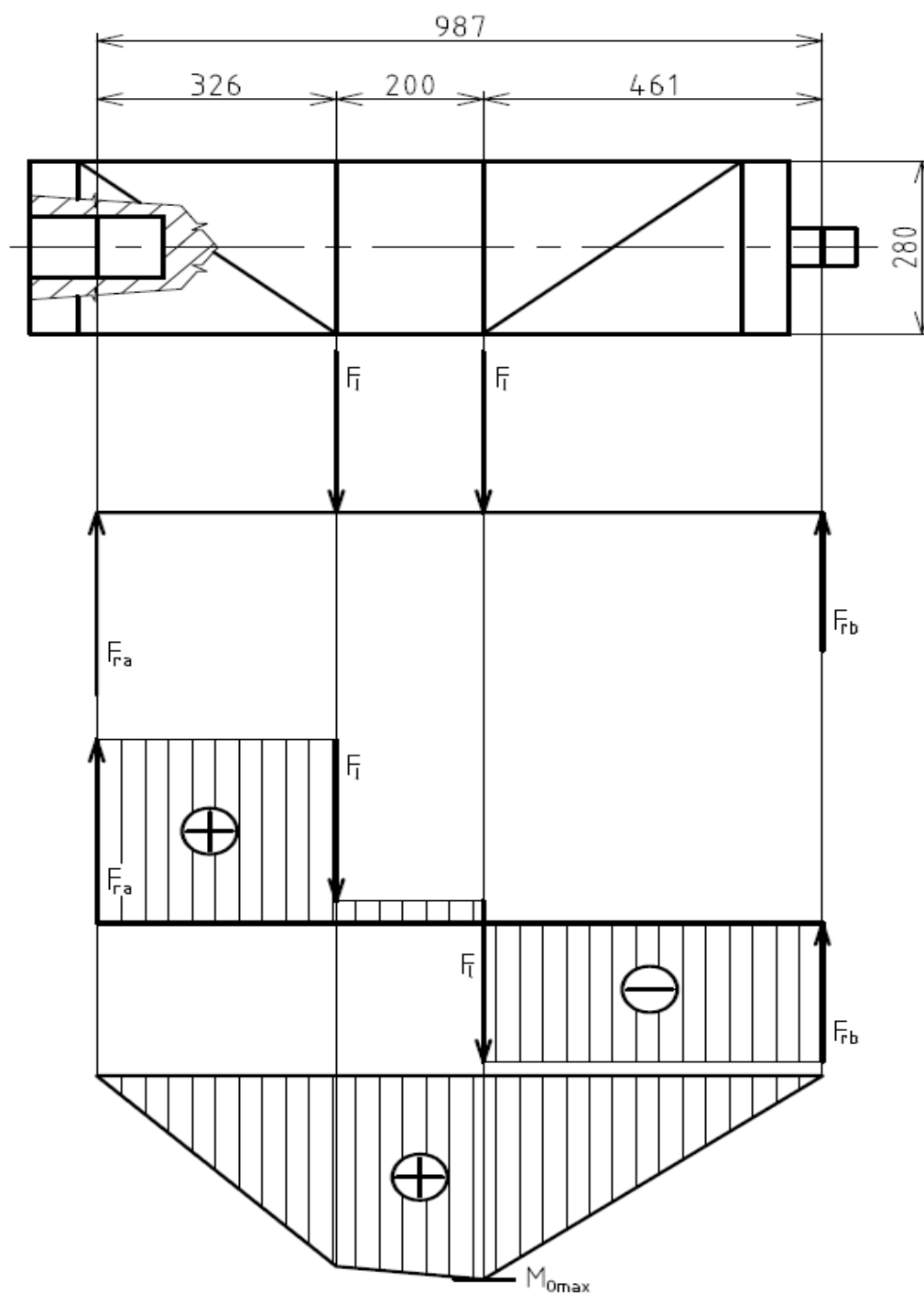
$$F_{rb} = 22608,83 \text{ N}$$

kde:  $\sum F_i$ .....Suma sil působících na těleso [N]

$F_{ra}$ .....Reakční síla v podpoře a [N]

$F_{rb}$ .....Reakční síla v podpoře b [N]

$F_l$  .....Zatížení svislého lana v jedné větvi lanového převodu [N]



Obr. 13 Schéma průběhu momentů na bubnu

**Maximální ohybový moment  $M_{0max}$ :**

$$M_{0amx} = F_{rb} \cdot 0,461 \quad (47)$$

$$M_{0amx} = 22608,83 \cdot 0,461$$

$$M_{0amx} = 10422,67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:  $M_{0max}$  .....Maximální ohybový moment [N.m]

$F_{rb}$  .....Reakční síla v podpoře b [N]

**Průřezový modul v ohybu:**

$$W_o = 0,8 \cdot (D_1 - S_{min})^2 \cdot S_{min} \quad (48)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (266 - 16)^2 \cdot 16$$

$$W_o = 800000 \text{ mm}^3$$

kde:  $D_1$  .....Průměr bubnu vztažený ke dnu lanové drážky [mm]

$S_{min}$  .....Minimální tloušťka stěny bubnu [mm]

$W_o$  .....Průřezový modul v ohybu [mm<sup>3</sup>]

**Maximální napětí v ohybu:**

$$\sigma_{O_{dov}} = 15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{O_{max}} = \frac{M_{O_{max}}}{W_o} \leq \sigma_{O_{dov}} \quad (49)$$

$$\sigma_{O_{max}} = \frac{10422,67 \cdot 10^3}{800000} \leq \sigma_{O_{dov}}$$

$$\sigma_{O_{max}} = 13,02 \text{ MPa} \leq \sigma_{O_{dov}}$$

kde:  $M_{O_{max}}$  .....Maximální ohybový moment [N.m]

$W_o$  .....Průřezový modul v ohybu [mm<sup>3</sup>]

$\sigma_{O_{dov}}$  .....Dovolené ohybové napětí [MPa]

$\sigma_{O_{max}}$  .....Maximální napětí v ohybu [MPa]

**3.2.2 KONTROLA BUBNU NA KRUT****Maximální kroutící moment:**

$$M_k = 2 \cdot F_l \cdot \frac{D_1}{2} \quad (50)$$

$$M_k = 2 \cdot 26191,22 \cdot \frac{0,266}{2}$$

$$M_k = 6966,86 \text{ Nm}$$

kde:  $M_k$  .....Maximální kroutící moment [N.m]

$F_l$  .....Zatížení svislého lana v jedné větvi lanového převodu [N]

$D_1$  .....Průměr bubnu vztažený ke dnu lanové drážky [mm]

**Průřezový modul v krutu:**

$$W_k = 1,6 \cdot (D_1 - S_{min})^2 \cdot S_{min} \quad (51)$$



$$W_k = 1,6 \cdot (266 - 16)^2 \cdot 16$$

$$W_k = 1600000 \text{ mm}^3$$

kde:  $D_1$  .....Průměr bubnu vztažený ke dnu lanové drážky [mm]

$S_{\min}$  .....Minimální tloušťka stěny bubnu [mm]

$W_k$ .....Průřezový modul v krutu [mm<sup>3</sup>]

### Napětí v krutu:

$$\tau_{kdov} = 5 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{kdov} \quad (52)$$

$$\tau_k = \frac{6966,86 \cdot 10^3}{1600000} \leq \tau_{kdov}$$

$$\tau_k = 4,35 \text{ MPa} \leq \tau_{kdov}$$

kde:  $M_k$  .....Maximální kroutící moment [N.m]

$W_k$ .....Průřezový modul v krutu [mm<sup>3</sup>]

$\tau_{kdov}$ .....Dovolené napětí v krutu [MPa]

$\tau_k$  .....Maximální napětí v krutu [MPa]

### 3.2.3 NAMÁHÁNÍ VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

$$\sigma_{tl} = \frac{F_l}{S_{\min} \cdot t} \quad (53)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{26191,22}{16 \cdot 16}$$

$$\sigma_{tl} = 102,3 \text{ MPa}$$

kde:  $F_l$  .....Zatížení svislého lana v jedné větvi lanového převodu [N]

$S_{\min}$  .....Minimální tloušťka stěny bubnu [mm]

$t$ .....Stoupání lanové drážky na bubnu [mm]

$\sigma_{tl}$  .....Napětí od vnějšího přetlaku [MPa]

### 3.2.4 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{RedD} = 110 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Red} = \sqrt{\sigma_{Omax}^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_{Omax} + \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k} \quad (54)$$

$$\sigma_{Red} = \sqrt{13,02^2 + 102,3^2 + 13,02 + 102,3 + 3 \cdot 4,35}$$

$$\sigma_{Red} = 103,7 \text{ MPa} < \sigma_{RedD}$$

kde:  $\sigma_{Red}$  .....Redukované napětí [MPa]  
 $\sigma_{RedD}$  .....Dovolené redukované napětí [MPa]  
 $\sigma_{Omax}$  .....Maximální napětí v ohybu [MPa]  
 $\sigma_{tl}$  .....Napětí od vnějšího přetlaku [MPa]  
 $\tau_k$  .....Maximální napětí v krutu [MPa]

### 3.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE

#### 3.3.1 KONTROLA HŘÍDELE NA OHYB

**Dovolené napětí v ohybu:**

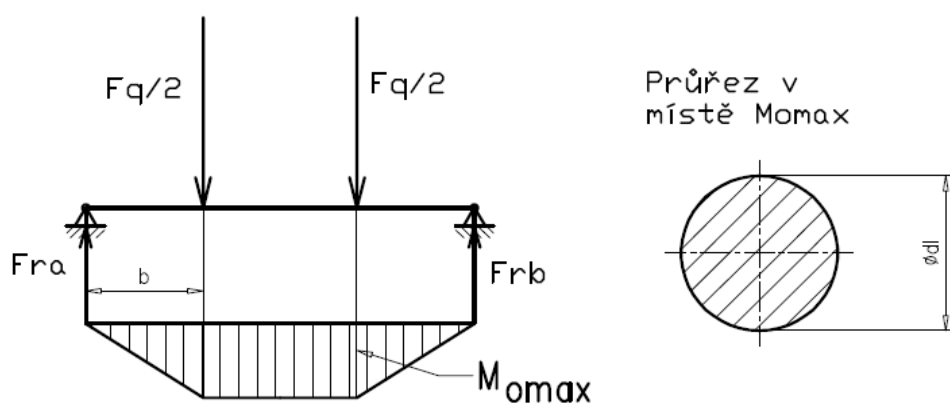
$$\sigma_{Odob} = \frac{0,6 \cdot R_m}{k} \cdot C_{II} \quad (55)$$

$$\sigma_{Odob} = \frac{0,6 \cdot 500}{2} \cdot 0,85$$

$$\sigma_{Odob} = 127,5 \text{ MPa}$$

kde:  $\sigma_{Odob}$  .....Dovolené napětí v ohybu [MPa]  
 $R_m$  .....Mez pevnosti v ohybu [MPa]  
 $C_{II}$  .....Součinitel zahrnující druh zatížení [-]  
 $k$  .....Součinitel bezpečnosti [-]

**Maximální ohybový moment  $M_{Omax}$ :**



Obr. 14 Průběh momentu na hřídeli a rozměr průřezu

$$F_{ra} = \frac{F_q}{2} \quad (56)$$

$$M_{Oamx} = \frac{F_q}{2} \cdot b \quad (57)$$



$$M_{Oamx} = \frac{78480}{2} \cdot 38$$

$$M_{Oamx} = 1491120 \text{ Nm}$$

kde:  $M_{Omax}$  .....Maximální ohybový moment [N.m]  
 $F_Q$ .....Síla působící na hák (od maximálního zvedaného břemena) [N]  
 $b$ .....Vzdálenost středu ložiska od středu bočnice [mm]  
 $F_{ra}$ .....Reakční síla v podpoře a [N]

### Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = 0,1 \cdot d_l^3 \quad (58)$$

$$W_o = 0,1 \cdot 56^3$$

$$W_o = 16637,5 \text{ mm}^3$$

kde:  $d_l$  .....Průměr hřídele v místě největšího momentu [mm]  
 $W_o$ .....Průřezový modul v ohybu [mm<sup>3</sup>]

### Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Oamx}}{W_o} \leq \sigma_{O dov} \quad (59)$$

$$\sigma_{Omax} = \frac{1491120}{1663,5} \leq \sigma_{O dov}$$

$$\sigma_{Omax} = 89,62 \text{ MPa} \leq \sigma_{O dov}$$

kde:  $M_{Omax}$  .....Maximální ohybový moment [N.m]  
 $W_o$ .....Průřezový modul v ohybu [mm<sup>3</sup>]  
 $\sigma_{O dov}$ .....Dovolené ohybové napětí [MPa]  
 $\sigma_{Omax}$  .....Maximální napětí v ohybu [MPa]

### 3.3.2 KONTROLA HŘÍDELE NA OTLAČENÍ

Pro materiál 11 500  $p_{Dov} = 127,5 \text{ MPa}$

$$p_h = \frac{\frac{F_Q}{2}}{d_l \cdot b_b} \leq p_{Dov} \quad (60)$$

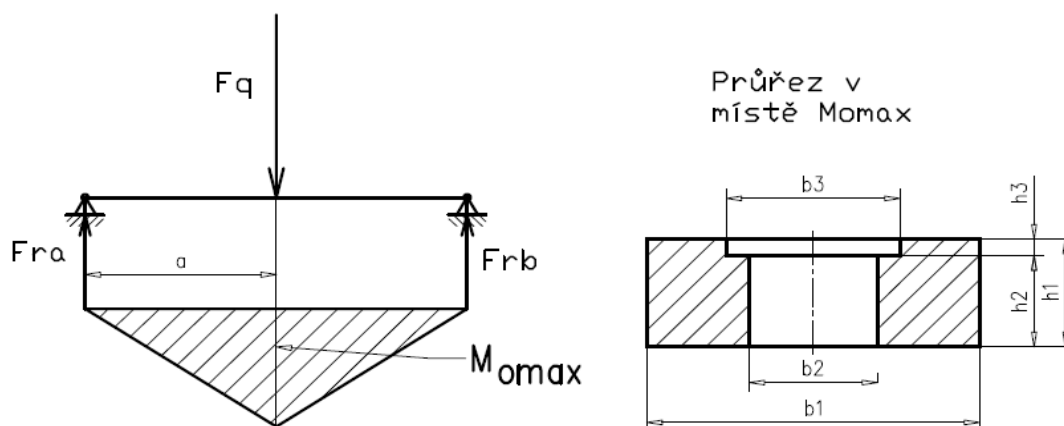


$$p_h = \frac{\frac{78480}{2}}{56 \cdot 15} \leq p_{Dov}$$

$$p_h = 46,71 \leq p_{Dov}$$

kde:  $p_h$  .....Tlak na hřídel [MPa]  
 $F_Q$  .....Síla působící na hák (od maximálního zvedaného břemena) [N]  
 $p_{Dov}$  .....Dovolený tlak na hřídel [MPa]  
 $d_l$  .....Průměr hřídele v místě největšího momentu [mm]  
 $b_b$  .....Šířka bočnice [mm]

### 3.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA PŘÍČNÍKU



Obr. 15 Průběh momentu a příčnicku a rozměry průřezu

**Maximální ohybový moment  $M_{Omax}$ :**

$$F_{ra} = \frac{F_Q}{2} \tag{61}$$

$$M_{Oamx} = \frac{F_Q}{2} \cdot a \tag{62}$$

$$M_{Oamx} = \frac{78480}{2} \cdot 55$$

$$M_{Oamx} = 2158200 \text{ Nm}$$

kde:  $M_{Omax}$  .....Maximální ohybový moment [N.m]  
 $F_Q$  .....Síla působící na hák (od maximálního zvedaného břemena) [N]  
 $a$  .....Vzdálenost osy háku od středu bočnice [mm]  
 $F_{ra}$  .....Reakční síla v podpoře a [N]



**Průřezový modul v ohybu:**

$b_1 = 120 \text{ mm}, b_2 = 120 \text{ mm}, b_3 = 120 \text{ mm}, h_1 = 120 \text{ mm}, h_2 = 120 \text{ mm}, h_3 = 120 \text{ mm}$

$$W_o = \frac{b_1 \cdot h_1^2}{6} - \frac{b_2 \cdot h_2^2}{6} - \frac{b_3 \cdot h_3^2}{6} \quad (63)$$

$$W_o = \frac{120 \cdot 37^2}{6} - \frac{56 \cdot 29^2}{6} - \frac{78 \cdot 8^2}{6}$$

$$W_o = 18698,66 \text{ mm}^3$$

kde:  $b_{1,2,3}, h_{1,2,3}, \dots$  Rozměry průřezu příčnicku dle obr. 14 [mm]  
 $W_o, \dots$  Průřezový modul v ohybu [mm<sup>3</sup>]

**Maximální napětí v ohybu:**

$$\sigma_{O_{Dov}} = 127,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{O_{max}} = \frac{M_{O_{amx}}}{W_o} \leq \sigma_{O_{dov}} \quad (64)$$

$$\sigma_{O_{max}} = \frac{2158200}{18698,66} \leq \sigma_{O_{dov}}$$

$$\sigma_{O_{max}} = 115,42 \text{ MPa} \leq \sigma_{O_{dov}}$$

kde:  $M_{O_{max}}$  ..... Maximální ohybový moment [N.m]  
 $W_o, \dots$  Průřezový modul v ohybu [mm<sup>3</sup>]  
 $\sigma_{O_{dov}}$  ..... Dovolené ohybové napětí [MPa]  
 $\sigma_{O_{max}}$  ..... Maximální napětí v ohybu [MPa]

**3.4.1 KONTROLA HŘÍDELE NA OTLAČENÍ**

Pro materiál 11 500  $p_{Dov} = 127,5 \text{ MPa}$

$$p_h = \frac{\frac{F_Q}{2}}{d_p \cdot b_b} \leq p_{Dov} \quad (65)$$

$$p_h = \frac{\frac{78480}{2}}{37 \cdot 15} \leq p_{Dov}$$

$$p_h = 70,7 \leq p_{Dov}$$

kde:  $p_h$  ..... Tlak na čep příčnicku [MPa]  
 $F_Q, \dots$  Síla působící na hák (od maximálního zvedaného břemena) [N]

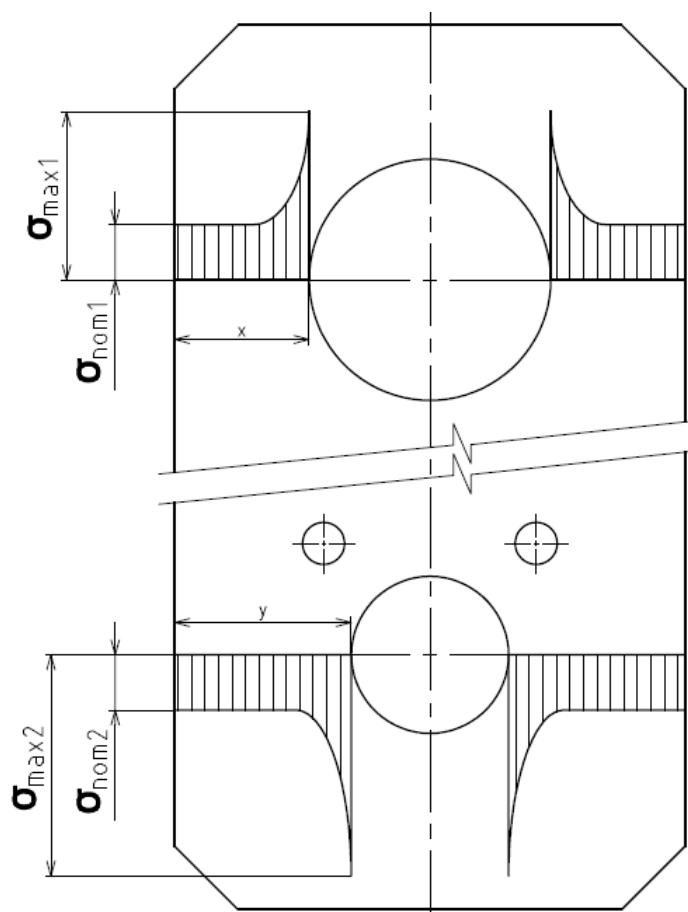


$p_{Dov}$ .....Dovolený tlak na čep příčnicku [MPa]

$d_p$  .....Průměr čepu příčnicku [mm]

$b_b$  .....Šířka bočnice [mm]

### 3.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA BOČNIC NA TAH



Obr. 16 Průběh tahového napětí na bočnicích

Pro materiál 11 500  $\sigma_{tDov} = 127,5 \text{ MPa}$

#### 3.5.1 KONTROLA PRŮŘEZU 1.

Výpočet nominálního napětí:

$$\sigma_{nom1} = \frac{\frac{F_Q}{2}}{2 \cdot x \cdot b_b} \quad (66)$$

$$\sigma_{nom1} = \frac{\frac{78480}{2}}{2 \cdot 32 \cdot 15}$$

$$\sigma_{nom1} = 40,875 \text{ MPa}$$



kde:  $\sigma_{nom1}$  .....Nominální tahové napětí v průřezu 1 [MPa]  
 $F_Q$ .....Síla působící na hák (od maximálního zvedaného břemena) [N]  
 $x$ .....Rozměr dle obr. 15 [mm]  
 $b_b$  .....Šířka bočnice [mm]

### Výpočet maximálního napětí:

Podle [17] str. 1116 je volen součinitel  $\alpha_1=3$

$$\sigma_{max1} = \alpha_1 \cdot \sigma_{nom1} \leq \sigma_{tDov} \quad (67)$$

$$\sigma_{max1} = 3 \cdot 40,875 \leq \sigma_{tDov}$$

$$\sigma_{max1} = 122,625 \text{ MPa} \leq \sigma_{tDov}$$

kde:  $\sigma_{nom1}$  .....Nominální tahové napětí v průřezu 1 [MPa]  
 $\sigma_{max1}$  .....Maximální tahové napětí v průřezu 1 [MPa]  
 $\alpha_1$ .....Součinitel vrubového napětí [-]  
 $\sigma_{tDov}$ .....Dovolené napětí v tahu [MPa]

### 3.5.2 KONTROLA PRŮŘEZU 2.

#### Výpočet nominálního napětí:

$$\sigma_{nom2} = \frac{\frac{F_Q}{2}}{2 \cdot y \cdot b_b} \quad (68)$$

$$\sigma_{nom2} = \frac{\frac{78480}{2}}{2 \cdot 41,5 \cdot 15}$$

$$\sigma_{nom2} = 31,52 \text{ MPa}$$

kde:  $\sigma_{nom2}$  .....Nominální tahové napětí v průřezu 2 [MPa]  
 $F_Q$ .....Síla působící na hák (od maximálního zvedaného břemena) [N]  
 $y$ .....Rozměr dle obr. 15 [mm]  
 $b_b$  .....Šířka bočnice [mm]

#### Výpočet maximálního napětí:

Podle [17] str. 1116 je volen součinitel  $\alpha_2=4$

$$\sigma_{max2} = \alpha_2 \cdot \sigma_{nom2} \leq \sigma_{Dt} \quad (69)$$

$$\sigma_{max2} = 4 \cdot 31,52 \leq \sigma_{Dt}$$



$$\sigma_{max2} = 126,08 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt}$$

kde:  $\sigma_{nom2}$  .....Nominální tahové napětí v průřezu 2 [MPa]  
 $\sigma_{max2}$  .....Maximální tahové napětí v průřezu 2 [MPa]  
 $\alpha_2$ .....Součinitel vrubového napětí [-]  
 $\sigma_{Dt}$ .....Dovolené napětí v tahu [MPa]



## ZÁVĚR

Při návrhu zdvihového ústrojí, byl jako první zvolen druh provozu jeřábů. Ten se dá volit podle dvou norem, z nichž jedna už neplatí. Jelikož, se ale od ní odvíjí další výpočet, byla do práce pro srovnání zařazena volba druhu provozu podle obou norem. V našem případě se mohlo po zvolení způsobu zalanování a vypočítaném zatížení lana zvolit nosné lano. Od průměru lana a druhu provozu se dále odvíjely průměry kladek, které budou uloženy na valivá ložiska, a bubnu. Dále byl podle únosnosti zvolen kovaný hák, který bude uložen na valivém axiálním ložisku. Pohon byl řešen elektromotorem s kuželočelní převodovkou. Sestava ústrojí byla opatřena bubnovou brzdou. Elektromotor se volil po spočítání potřebného výkonu z katalogu a byl zkontrolován na přetížitelnost. Dále se volila převodovka s převodovým poměrem nejbližším požadovanému. Po návrhu motoru a převodovky se spočítala skutečná rychlost zdvihu, která se příliš neliší od požadované. Poslední část pohonu tvoří dvoučelistová bubnová brzda s elektrohydraulickým pohonem. Poslední část práce byla zaměřena na pevnostní výpočet. Kontroloval se dřík háku na tah ve výběhu závitu, bočnice na tah s maximy v okolí děr. Dále se kontroloval lanový buben a to na ohyb, krut a vnější přetlak a nakonec bylo spočítáno redukované napětí podle teorie HMM. Také se kontroloval hlavní hřídel kladek a příčník háku na ohyb a na otláčení v místě styku s bočnicemi. Součástí této práce je výkresová dokumentace, uvedená v seznamu příloh.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Oborová norma ČSN 27 0020, Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace Část1: Všeobecně, třídící znak 270020, 1. Vydání 11.1992
- [2] Oborová norma ČSN 27 0100, zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla, třídící znak 270100, 1. Vydání 4.1977
- [3] Oborová norma ČSN 27 0103, Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. Vpočet podle mezních stavů, třídící znak 270103, 1. Vydání 11.1989
- [4] Oborová norma ČSN 27 4342, Ocelová lana šestiramenná 162 drátů. Třídící znak 27 4342, 1. Vydání 5.1981
- [5] Oborová norma ČSN 27 1820, Kladky a bubny pro ocelová lana. Třídící znak 271820, 1. Vydání 4.1956
- [6] Oborová norma ČSN 27 1820, Kladky a bubny pro ocelová lana. Třídící znak 271820, 1. Vydání 4.1956
- [7] Oborová norma ČSN 27 1902, Jednoduché kované háky s dříkem. Tvar a rozměry v výkovků. Třídící znak 271902, 1. Vydání 11.1963
- [8] Oborová norma ČSN 01 4013, Metrické závity. Třídící znak 014013, 1.Vydání 9.1978
- [9] Leinveber, J, Vávra, P.: Strojnické tabulky, pro školy technického zaměření. Úvaly Albra 2003
- [10] Zelený, J.: Stavba strojů strojní součásti, učebnice pro střední průmyslové školy. Computer pres 2003
- [11] Katalog Sew eurodrive s.r.o.
- [12] Katalog převodovek MOTOR-GEAR,  
<http://www.elektromotorycz.cz/file.php?nid=6933&oid=1177030>
- [13] Katalog bubnových brzd GALVI,  
<http://www.galvi.com/pdf/GALVI%20Shoe%20Brakes%20Catalogue%20Janu>
- [14] Oborová norma ČSN 02 1036, Drážky vnějšího metrického závitu. Třídící znak 021036, 1. Vydání 8.1997



- [15] Dražan, F, Kroupa, L, a kolektiv.: Jeřáby technický průvodce 13. Praha SNTL 1968
- [16] Remta, F, Kupka, L.: Jeřáby 1. Díl . Praha SNTL 1956
- [17] Shyngley, J, Mishke, Ch, Budynas, R: Konstruování strojních součástí. Brno VUTIUUM 2010



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$h$	[m]	Maximální zdvih
$a_z$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení zdvihu
$a$	[mm]	Vzdálenost osy háku od středu bočnice
$b$	[mm]	Vzdálenost středu ložiska od středu bočnice
$b_{1,2,3}, h_{1,2,3}$	[mm]	Rozměry průřezu příčnicku dle obr. 14
$b_b$	[mm]	Šířka bočnice
$c_{II}$	[-]	Součinitel zahrnující druh zatížení
$C_o$	[N]	Požadovaná statická únosnost
$C_R$	[1]	Počet pracovních cyklů za rok
$d$	[mm]	Velký průměr závitu šroubu
$D$	[mm]	Malý průměr závitu matice
$D_1$	[mm]	Průměr bubnu vztažený ke dnu lanové drážky
$D_{1m}$	[mm]	Velký průměr závitu matice
$d_2$	[mm]	Střední průměr závitu na háku
$D_2$	[mm]	Střední průměr závitu matice
$d_3$	[mm]	Malý průměr závitu šroubu
$D_B$	[mm]	Průměr lanového bubnu
$D_{Bmin}$	[mm]	Minimální průměr lanového bubnu
$D_c$	[h]	Celková doba provozu
$d_g$	[mm]	Nejmenší průměr dřívku háku
$D_{Kvod}$	[mm]	Průměr vodící kladky
$D_{Kvodmin}$	[mm]	Minimální průměr vodící kladky
$D_{Kvyr}$	[mm]	Průměr vyrovnávací kladky
$D_{Kvyrmin}$	[mm]	Minimální průměr vyrovnávací kladky
$D_L$	[mm]	Jmenovitý průměr lana
$d_l$	[mm]	Průměr hřídele v místě největšího momentu
$d_p$	[mm]	Průměr čepu příčnicku
$D_z$	[s]	Doba jednoho zdvihu
$F_{eo}$	[N]	Statické ekvivalentní zatížení ložiska
$F_j$	[N]	Jmenovitá únosnost lana
$F_l$	[N]	Zatížení svislého lana v jedné větvi lanového převodu
$f_m$	[-]	Součinitel provozu převodovky
$F_p$	[N]	Požadovaná síla v laně
$F_Q$	[N]	Zatížení háku
$F_{ra}$	[N]	Reakční síla v podpoře a





$F_{rb}$	[N]	Reakční síla v podpoře b
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$GD^2$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Setrvačný moment elektromotoru
$H_1$	[mm]	Nosná hloubka závitu
$h_{min}$	[mm]	Minimální výška matice
$i_k$	[-]	Převod kladkostroje
$i_p$	[-]	Požadovaný převodový poměr převodovky
$i_{př}$	[-]	Převodový poměr převodovky
$k$	[-]	Součinitel bezpečnosti
$K_B$	[-]	Bezpečnost převodovky
$k_o$	[-]	Statická bezpečnost
$L_1$	[mm]	Maximální rozpětí jeřábu
$l_{1,2,3}$	[mm]	Rozměry bubnu dle obr. 5
$l_b$	[mm]	Celková délka bubnu
$L_l$	[m]	Délka lana jedné lanové větve
$M_b$	[N.m]	Brzdny moment
$M_{bmin}$	[N.m]	Minimální brzdny moment
$m_c$	[kg]	Uvažovaná hmotnost kladnice
$m_j$	[kg]	Jmenovitá nosnost lana
$M_k$	[N.m]	Maximální kroutící moment
$M_N$	[N.m]	Jmenovitý moment elektromotoru
$M_{Omax}$	[N.m]	Maximální ohybový moment
$m_p$	[kg]	Požadovaná únosnost lana
$m_Q$	[kg]	Nosnost
$M_{roz}$	[N.m]	Rozběhový moment elektromotoru
$n$	[1]	Počet nosných průřezů lana na jednu větev
$n_{1l}$	[1]	Počet nosných průřezů lana
$n_1$	[min <sup>-1</sup> ]	Vstupní otáčky převodovky
$n_2$	[min <sup>-1</sup> ]	Výstupní otáčky převodovky
$n_B$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky lanového bubnu
$n_n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky elektromotoru
$P$	[mm]	Rozteč závitu
$p_{Dov}$	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku v závitech
$p_{Dov}$	[MPa]	Dovolený tlak na hřídel/čep
$p_h$	[MPa]	Tlak na hřídel/čep
$P_N$	[kW]	Jmenovitý výkon elektromotoru
$P_p$	[kW]	Potřebný výkon elektromotoru
$P_{př}$	[kW]	Výkon převodovky



$P_{přp}$	[kW]	Požadovaný výkon převodovky
$q$	[%]	Poměrné zatížení mechanismu / průměrné zatížení lana
$Q_c$	[kg]	Celkové zatížení
$R_{ml}$	[MPa]	Jmenovitá pevnost drátků
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$S_{II}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha II. průřezu háku
$S_L$	[mm <sup>2</sup> ]	Nosný průřez lana
$S_{min}$	[mm]	Minimální tloušťka stěny bubnu
$t$	[mm]	Stoupání lanové drážky na bubnu
$t_r$	[s]	Doba rozběhu elektromotoru
$T_{rm}$	[1]	Celkový počet pracovních cyklů mechanismu za rok
$t_{rmin}$	[s]	Minimální doba rozběhu elektromotoru
$v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost zdvihu
$v_{skut}$	[m.min <sup>-1</sup> ]	Skutečná rychlost zdvihu
$w$	[1]	Počet vodících kladek
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v krutu
$W_0$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu
$x,y$	[mm]	Rozměry dle obr. 15
$z$	[1]	Počet větví lanového převodu
$z_b$	[1]	Počet závitů lanového bubnu pro navinutí jedné lanové větve
$z_{min}$	[1]	Minimální počet nosných závitů
$Z_{pb}$	[kg]	Zatížení lana od průměrného břemena
$Z_{pn}$	[kg]	Zatížení lana od normového břemena
$\alpha$	[-]	Součinitel stanovený z pokusu a zkušeností z praxe
$\alpha_e$	[-]	Součinitel přetížitelnosti elektromotoru
$\alpha_{1,2}$	[-]	Součinitelé vrubových napětí
$\beta$	[-]	Součinitel zahrnující vliv dalších rotujících částí
$\delta_H$	[-]	Dynamický zdvihový součinitel
$\eta_1$	[%]	Účinnost jedné kladky na pevné ose
$\eta_{cel}$	[%]	Celková účinnost
$\eta_{kl}$	[%]	Účinnost lanového převodu
$\eta_b$	[%]	Účinnost lanového bubnu
$\eta_p$	[%]	Účinnost převodovky
$\sigma_{Dt}$	[MPa]	Dovolené napětí v tahu
$\sigma_{max1}$	[MPa]	Maximální tahové napětí v průřezu 1
$\sigma_{max2}$	[MPa]	Maximální tahové napětí v průřezu 2
$\sigma_{nom1}$	[MPa]	Nominální tahové napětí v průřezu 1
$\sigma_{nom2}$	[MPa]	Nominální tahové napětí v průřezu 2



$\sigma_{0dov}$	[MPa]	Dovolené ohybové napětí
$\sigma_{0max}$	[MPa]	Maximální napětí v ohybu
$\sigma_{Red}$	[MPa]	Redukované napětí
$\sigma_{RedD}$	[MPa]	Dovolené redukované napětí
$\sigma_t$	[MPa]	Napětí v tahu působící na dřík háku
$\sigma_{tl}$	[MPa]	Napětí od vnějšího přetlaku
$\tau_k$	[MPa]	Maximální napětí v krutu
$\tau_{kdov}$	[MPa]	Dovolené napětí v krutu



## SEZNAM PŘÍLOH (VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE)

1. Sestava - Kladnice	KLAD-1
2. Kusovník - Kladnice	KLAD-1/K
3. Kusovník - Kladnice	KLAD-1/K
4. Výrobní výkres - Hřídel	KLAD-4
5. Výrobní výkres - Kladka	KLAD-5
6. Výrobní výkres - Miska 1	KLAD-6
7. Výrobní výkres - Miska 2	KLAD-7
8. Výrobní výkres - Postranice	KLAD-8
9. Výrobní výkres - Kryt 1	KLAD-9
10. Výrobní výkres - Kryt 2	KLAD-10
11. Výrobní výkres - Matice	KLAD-11
12. Výrobní výkres - Podložka k matici	KLAD-12
13. Výrobní výkres - Příčnick	KLAD-13
14. Výrobní výkres - Přídržka	KLAD-14
15. Výrobní výkres - Hák 6,3	KLAD-15